

**Experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung
von Längswirbelerzeugern und Kreiszyllindern
in Kanalströmungen in Bezug auf Wärmeübergang
und Strömungsverlust**

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
der Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

DONG YOUCHANG
aus VR China

Bochum 1988



Experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung
von Längsschwellenwogen und Ankerströmern
in Kompositenmaterialien in Bezug auf die Übertragung
von Biegemomenten

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades

Doktor-Ingenieur

an der Fakultät für Maschinenbau

Digitized by the Internet Archive
in 2026

von

DONG YOUNG CHANG

aus China

Druck: VWS

**Experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung
von Längswirbelerzeugern und Kreiszyklindern
in Kanalströmungen in Bezug auf Wärmeübergang
und Strömungsverlust**

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades

Doktor-Ingenieur

der Abteilung für Maschinenbau

der Ruhr-Universität Bochum

von

DONG YOUCHANG

aus VR China

Bochum 1988

Dissertation eingereicht: 19. Oktober 1988

Tag der mündlichen Prüfung: 1. Dezember 1988

Referent: Prof. Dr.-Ing. M. Fiebig

Korreferent: Priv.-Doz. Dr. N.K. Mitra

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 1985 bis 1988 während meinem Studium als Doktorand am Institut für Thermo- und Fluidodynamik der Ruhr-Universität Bochum.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Fiebig, der durch seine wissenschaftliche Betreuung diese Arbeit ermöglicht hat und mich in jeder Phase meiner Arbeit unterstützte.

Bedanken möchte ich mich vor allem auch bei Herrn Priv.-Doz. Dr. N. K. Mitra für die Übernahme des Korreferats und seine unermüdliche Bereitschaft Probleme der Arbeit zu diskutieren.

Herrn Dipl.-Ing. St. Tiggelbeck und Herrn Dipl.-Ing. D. Claes möchte ich für zahlreiche, fruchtbare Diskussionen danken.

Ferner danke ich all den Mitarbeitern des Lehrstuhls, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben und möchte dabei insbesondere Herrn H. Struck erwähnen, der mir jede Zeit behilflich ist.

Bochum, im Dezember 1988

DONG Youchang

Inhaltzeichnis	Seite
1. Einführung und Problemstellung	1
2. Stand des Wissens	4
2.1 Wärmeübergang an den Rippen	4
2.2 Wärmeübergang an den Rippen im Wechselwirkungsgebiet zwischen Rippen und Rohr	12
3. Experimentelle Verfahren	24
3.1 Versuchsanlage, Aufbau und Eigenschaften	24
3.2 Technik der Wirbelsichtbarmachung	29
3.3 Messung des örtlichen Wärmeübergangs	29
3.4 Technik der Fluidkraftmessung	30
3.4.1 Meßverfahren	30
3.4.2 Fluidkraft und Kraftbeiwerte	34
3.4.3 Kraftanalyse	36
4. Versuchsergebnisse	39
4.0 Anordnung und Kennzahlen der Untersuchungen	39
4.1 Wirbelstruktur	41
4.2 Widerstandsmessung	58
4.3 Struktur des Wärmeübergangs an den Rippen	66
4.4 Verhalten des mittleren Wärmeübergangs	73
5. Diskussion der Meßergebnisse in Bezug auf Position und Anstellwinkel eines Deltawingletpaares	84
6. Zusammenfassung	90
7. Literaturverzeichnis	96
8. Anhang	102
Anhang.1	103
Anhang.2	104
Anhang.3	105
Anhang.4	107

FORMELZEICHEN

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
A _{Fr}	m^2	freier Strömungsquerschnitt
A _L	m^2	Lamellenfläche
A _k	m^2	Kontrollfläche
A _w	m^2	Flügelfläche
B	m	Breite der Versuchslamelle
B	m	Breite der Meßstrecke
b/2	m	Hinterkantehöhe der Winglets
c _p	kJ/kg·K	spezifische Wärmekapazität
D	m	Durchmesser des Zylinders
f	Hz	Frequenz der Karmanschen Wirbelstraße
F _s	N	Fluidkraft
ΔF _k	N	Fluidkraft
ΔF _L	N	Fluidkraft
H	m	Abstand der Rippen
I	N	Impulsstrom
J _f	m	Länge der Rezirkulationszone
L	m	Länge der Versuchslamelle
L	m	Länge der Meßstrecke
l	m	Länge der Deltawinglets
m	kg/s	Massenstrom
p	N/m ²	Druck
P _M	W	Pumpeleistung des Gebläses
P _R	W	Strömungsverlustleistung
Q	W	Wärmestrom
Q _L	W	Wärmeleitungsstrom
Q _k	W	konvektiver Wärmestrom
T _w	K	Temperatur der Versuchslamelle
T _L	K	Luftströmungstemperatur
T _o	K	Temperatur zum Versuchsbeginn
T _z	K	Anzeigetemperatur der Flüssigkristall
t	s	Versuchszeit
u	J	Innere Energie
U _x	m/s	Geschwindigkeit in x-Richtung

U_o	m/s	Anströmungsgeschwindigkeit
V	m^3/s	Volumenstrom
x	-	Koordinate in Strömungsrichtung
Δx	m	Abstand zwischen Zylinder und Winglets
y	-	Koordinate senkrecht zu x parallel zur Lamelle
Δy	m	Abstand der Winglets
Δy_h	m	Abstand der Winglethinterkanten
z	-	Koordinate senkrecht zu x und y

Griechische Buchstaben

α	$W/m^2 \cdot K$	Wärmeübergangskoeffizient
β	grad	Anstellwinkel der Winglets
δ	m	Dicke der Versuchslamelle
λ	$W/m \cdot K$	Wärmeleitfähigkeit
Λ	b^2/A_w	Seitenverhältnis der Winglets
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte des Lamellenmaterials
ψ	-	Winkel: Position der Winglets am Zylinder
θ	-	dimensionlose Temperatur
ϵ	-	dimensionlose Überströmlänge
τ	-	dimensionlose Versuchszeit

Dimensionslose Kennzahlen

$$B = \alpha \cdot \delta / \lambda \quad \text{Biot-Zahl}$$

$$C_D = \frac{\Delta F / D \cdot H}{\rho / 2 \cdot U^2} \quad \text{Zylinderwiderstandsbeiwert}$$

$C_F = \frac{\Delta F / 2 A_L}{\rho / 2 \cdot U^2}$	Kraftbeiwert, Widerstandsbeiwert
C_{F0}	Kraftbeiwert ohne Winglets
$C_f = \frac{\Delta F / A_L}{\rho / 2 \cdot U^2}$	Widerstandsbeiwert für ebene Platte
$C_p = \frac{p - p_o}{\rho / 2 \cdot U^2}$	Druckbeiwert
$Nu = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda}$	Nusseltzahl bezogen auf Rippenabstand H
Nu_0	Nusseltzahl ohne Winglets an der Rippe
$Pr = \nu / a$	Prandtlzahl
$Re_D = U \cdot H / \nu$	Reynoldszahl bezogen auf Zylinderdurchmesser
$Re_H = U \cdot D / \nu$	Reynoldszahl bezogen auf Rippenabstand
$Sh = D \cdot f / U_o$	Strouhalzahl
$St = Nu / Re \cdot Pr$	Stantonzahl
$\Delta x / D$	seitlicher Abstand der Winglets
$\Delta y / D$	relativer Abstand zwischen Zylinder und Winglets



1. EINFÜHRUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Wärmeaustauscher sind Apparate, in denen Wärme von einem Medium auf ein anderes übertragen wird. Wenn der Wärmeübergangskoeffizient auf einer Seite eines Wärmetauschers geringer als auf der anderen, so ist es zweckmäßig, die wärmeaustauschende Fläche auf der Seite des geringeren Übergangskoeffizienten durch Sekundärflächen zu vergrößern. Ein in der Praxis häufig eingesetzter Wärmetauscher ist der Lamellen-Rohr-Wärmetauscher (Abb.1.1). Es handelt sich bei diesem Typ um einen Gas-Flüssigkeits-Wärmetauscher. Die Flüssigkeit durchströmt ein Rohrbündel, das zur Vergrößerung der gasseitigen Austauschfläche durch ein Lamellenpaket geführt wird. Das Gas strömt zwischen diesen Lamellen. Als Beispiel industrieller Anwendung seien Kühler in Kraftfahrzeugen oder luftgekühlte Kondensatoren in Kraftwerken genannt.

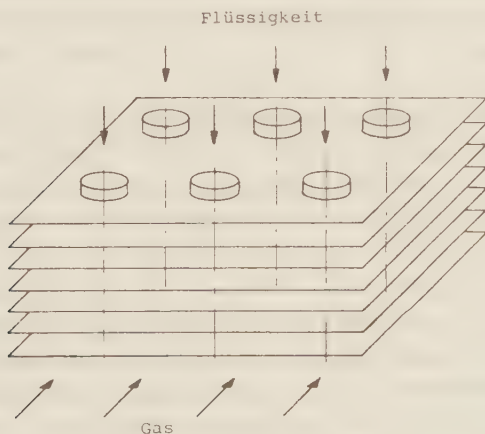


Abb. 1.1 Rippenrohrwärmetauscher.

Die geringe Dichte (ρ) von Luft erfordern große Volumenströme (V), um einen vorgegebenen Wärmestrom (Q) bei gegebener Temperaturdifferenz (ΔT) übertragen zu können.

$$\dot{Q} = m c_p \Delta T = V \rho c_p \Delta T \quad (1.1)$$

m ist der Massenstrom als Produkt aus Volumenstrom V und Dichte (ρ) des Gases. oder,

$$V = m/\rho = U_o A_{Fr} \quad (1.2)$$

Das bedeutet, daß der Volumenstrom bei vorgegebenem Massenstrom für unterschiedliche Fluid proportional zu $1/\rho$ ist. U_o ist die mittlere Geschwindigkeit der Strömung und A_{Fr} der freie Strömungsquerschnitt. Andererseits gilt folgende Beziehung:

$$P_M = V \Delta p \quad (1.3)$$

Hierbei ist P_M Pumpleistung z.B. eines Gebläses und Δp der Druckabfall der Strömung in einen Wärmetauscher, oder die benötigte Druckerhöhung, die von einem Gebläse erzeugt werden muß. Δp ist proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit.

$$\Delta p \sim U_o^2 \quad (\text{siehe /1/ Seite 68}) \quad (1.4)$$

Aus Gl. 1.2, 1.3 und 1.4 erhält man:

$$P_M \sim U_o^3 \quad (1.5)$$

Das bedeutet, daß infolge der Stoffwerte von Luft, die für die Wärmeübertragung große Volumenströme und somit Geschwindigkeiten erfordern, eine überproportional große Gebläseleistung notwendig wird. Aus diesem Verhalten resultiert die große Bedeutung, die Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit in solchen Wärmetauschern zukommt. Jede Erhöhung des Wärmeübergangs erlaubt bei gleichbleibendem Wärmestrom die Absenkung der Strömungsgeschwindigkeit um einen bestimmten Faktor und führt damit zu einer Verringerung der Strömungsverlustleistung um die dritte Potenz dieses Faktors.

Zur Verbesserung des gasseitigen Wärmeübergangs können die

Lamellen eines solchen Wärmetauschers mit Ausstanzungen oder Prägungen versehen werden, an denen sich strukturierte Längswirbel bilden. Durch die Längswirbel wird die Fluid in Lamellennähe bewirkt, was eine Beeinflussung der Temperaturgrenzschichten an den Lamellen bedeutet. Längswirbel zeichnen sich darüber hinaus durch große Lauflängen über ein Vielfaches der Länge der sie erzeugenden Geometrien aus.

Der Wärmeübergang an den Rippen in der Nähe von Rohren ist wegen der Wechselwirkung zwischen den Rohren und den Rippen anders als in größerer Entfernung von den Rohren. Vor einem Rohr entsteht in Rippennähe ein Hufeisenwirbel, und direkt hinter dem Rohr bildet sich ein Totwassergebiet. Beide Strömungsverhältnisse sind entscheidend für die Wärmeübergangsverteilung in Rohrnähe an den Rippen. Ist ein Längswirbel-erzeuger in der Nähe eines Rohres aus der Rippe ausgestanzt worden, wird durch den entstehenden Längswirbel die Strömung um das Rohr und damit der Wärmeübergang an den Rippen bzw. der Widerstand der Rippen-Rohr-Konfiguration in Strömungsrichtung beeinflußt.

Ziel dieser Arbeit ist, einen experimentellen Beitrag zu liefern zum prinzipiellen und quantitativen Verständnis der Wirkung von Längswirbeln auf den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an der Rippe und den Widerstandsbeiwert bei Rippen-Rohr-Konfigurationen. Dabei sollen die Längswirbel durch Ausstanzen von angestellten dreieckigen Flügeln kleiner Streckung an den Rippen in Rohrnähe erzeugt werden. Die Bedeutung der einzelnen Kenngrößen für die Position des Flügels relativ zum Rohr und die Position der Flügel zueinander, sowie Anstellwinkel und Strömungsform soll herausgearbeitet werden.

Im folgenden wird zunächst der Stand des Wissens und das Meßverfahren erläutert. Die Versuchsergebnisse werden im Kapitel 4 dargestellt und im Kapitel 5 diskutiert. Anhand eines Gütefaktors werden die Position und der Anstellwinkel im untersuchten Bereich optimiert.

2. STAND DES WISSENS

2.1 Wärmeübergang an den Rippen

Beim konvektiven Wärmeübergang erfolgt der Wärmeaustausch im allgemeinen sowohl durch Wärmeleitung in der Flüssigkeit quer zur Strömungsrichtung als auch durch Wärmetransport infolge der Querbewegung von Flüssigkeitsteilchen. Beide Vorgänge beschränken sich auf einen engen, wandnahen Bereich der Flüssigkeit. Die Struktur dieser sogenannten Temperaturgrenzschicht wird durch die Art der Strömung entlang der Wand bestimmt. Sie kann laminar oder turbulent sein.

Zur Grenzschichtbeeinflussung und Wärmeübergangsverbesserung wurden von verschiedenen Autoren unterschiedliche Wirbelgeneratorgeometrie für den Einsatz in Wärmetauschern untersucht /7-24/. Als Wirbelerzeuger dienten Würfelemente, Delta- und Rechteckflügel, Delta- und Rechteckwinglets, sowie unter einem Schiebewinkel in die Platte geprägte Wölbungen und aufgebrachte Rohrstücke.

An einem Deltaflügel unter einem Anstellwinkel β zur Anströmung löst die Strömung von den Vorderkanten des Flügels ab /3/ und rollt sich über dem Flügel zu zwei konzentrierten Längswirbeln auf (Abb. 2.1). Einzelne Längswirbel können durch einen Flügel, der entlang seiner Symmetrielinie an einer Platte befestigt ist, erzeugt werden (Abb. 2.1). Dieser Wirbelerzeugertyp wird Winglet genannt.

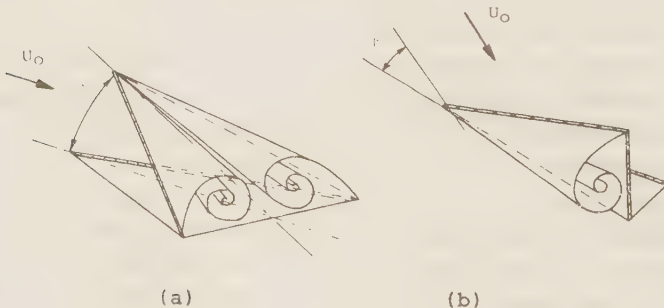


Abb.2.1 Längswirbel über einem angestellten Deltaflügel (a),
und einem angestellten Deltawinglet (b).

Die Längswirbelströmung ist gekennzeichnet durch Überlagerung einer Primärströmung in Axialrichtung und einer Sekundärströmung gleicher Größenordnung in azimuthaler Richtung. Theoretische Arbeiten zum Verständnis der Längswirbelstrukturen an freien Deltaflügeln sind aus der Aerodynamik bekannt (z.B. /2/-/4/), aber die theoretische Behandlung von Flügel-Platte-Konfigurationen steht noch aus.

Mit einer 5-Lochsonde ermittelte Hummel /5/ /6/ die Druckverteilung (totaler, statischer und dynamischer Druck) hinter einem Deltaflügel in freier Anströmung und stellte die Feinstruktur des Längswirbels dar. Unterhalb eines primären Wirbels wurde ein kleiner Sekundärwirbel und unterhalb dieses Sekundärwirbels die Bildung eines Tertiärwirbels beobachtet.

Für Kanalströmungen wurde die Sekundärströmung eines Längswirbels hinter einem aus einer Wand ausgestanztem angestellten Längswirbelerzeuger von Kallweit /7/ mittels Ölverdampfung und Laserlichtschnitt sichtbar gemacht. Brockmeier /8/ benutzte ein numerisches Verfahren, um die Geschwindigkeit, Druck- und Temperaturfelder für eine solche Geometrie zu bestimmen. Während Längswirbel in freier Umströmung kreisförmigen Querschnitt aufweisen, sind die wandbeeinflussten Längswirbel, die durch einen Deltaflügel erzeugt werden, in Abhängigkeit von Reynoldszahl und Anstellwinkel mehr oder weniger elliptisch abgeflacht /7,8/. Wingletartige Längswirbelgeneratoren erzeugen bei entsprechender paarweiser Anordnung gegensinnig rotierende Wirbel, bei denen eine Abflachung des Wirbelquerschnittes wie beim Deltaflügel nicht beobachtet wurde, sondern eher eine elliptische Querschnittsform mit der langen Halbachse in Richtung des Kanalwandabstandes bzw. der Winglethinterkanten /8/. Das Axialprofil des Geschwindigkeitsfeldes zeigte bei beiden Typen Nachlaufcharakter. Dies steht im Gegensatz zu den Beobachtungen am freien Deltaflügel, dessen Axialprofil Freistrahlscharakter besitzt /8/.

Ein weites Gebiet nimmt die Erforschung des Wirbelaufplatzens ein. Mehrere Formen des Aufplatzens wurden beobachtet /9,10,11,12/. Die Dynamik des Aufplatzens ist

äußerst komplex und hängt wesentlich von der Entstehung des Wirbels und dem physikalischen Umfeld ab. Wie beim freien Deltaflügel gilt auch für den Deltaflügel in Kanalströmung, daß mit steigendem Anstellwinkel Wirbelinstabilität eintritt /7/. Im Gegensatz zum Verhalten bei freien Deltaflügel wurde eine Abhängigkeit der Wirbelstabilität von der Reynoldszahl bei kleinen Reynoldszahlen bei den Untersuchungen von Kallweit /7/ beobachtet ($1000 < Re < 1800$, $Re = U \cdot H / \nu$, H : Kanalhöhe). Die Untersuchung des Einflusses des Wirbelaufplatzens auf den Wärmeübergang an der Lamelle steht noch aus.

Der erste Versuch, Längswirbel zur Wärmeübergangserhöhung zu verwenden, war die "herring-bone-type" Berippung, die von Milliat /13/ für die Kühlung von Reaktorbrennstäben vorgeschlagen wurde.

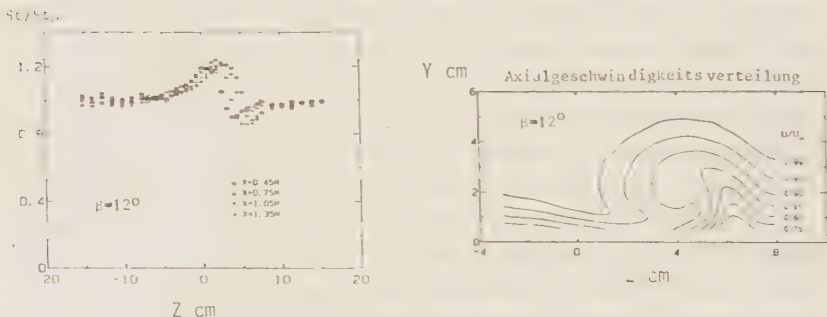
Edwards et al /14/ stellten im Jahre 1974 Versuchsergebnisse zur Erhöhung des Wärmeübergangs durch Würfelemente und Längswirbelerzeuger vor. Zur Längswirbelerzeugung wurden dabei Rechteck- und Deltawingletreihen verwendet, die gegenseitig oder gleichsinnig rotierende Längswirbelfelder erzeugen. Die Versuche wurden durchgeführt bei einer Reynoldszahl von $Re = 6.1 \cdot 10^4$ (bezogen auf die Hinterkantenhöhe der Winglets). Die Messung des Wärmeübergangs wurde durch Bestimmung lokaler Temperaturen mit Hilfe temperaturempfindlicher fluoreszierender Stoffe vorgenommen. Es zeigte sich, daß der Wärmeübergangskoeffizient hinter den Würfelsegmenten am Beginn der Wirbelstraße am höchsten ist und stromab schnell abnimmt. Maximale Erhöhung des örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten hinter Würfelementen von bis zu 200% werden in einer Arbeit von Ichimija /15/ bestätigt. Für den Deltawingletwirbelerzeuger beträgt die maximale Erhöhung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber der ebenen Platte 20% bei 12.5° und ca. 35% bei 25° Anstellwinkel. Aber die Gebiete deutlicher Erhöhung dehnen sich wesentlich weiter stromab aus. Verschiedene Typen und Anordnungen von Wirbelerzeugern untersuchenden, stellte Edwards fest, daß die auf den Anstellwinkel β ($12^\circ < \beta < 25^\circ$) bezogene Erhöhung des Wärmeübergangs bei kleinen Anstellwinkeln größer ist.

Weiterhin hat er die gegenseitige Beeinflussung zwischen gegensinnig und gleichsinnig rotierenden Längswirbelpaare untersucht. Die Ergebnisse zeigten, daß für die Erhöhung des Wärmeübergangs die gegensinnig rotierende Längswirbelpaare besser geeignet sind. Bei gleichsinnig rotierender Längswirbel an einer Wand ist die Beeinflussung der Wandgrenzschicht stark abhängig vom Wirbelabstand. Bei geringem Abstand der Wirbel kommt es zur Interferenz /16/. Bei der Untersuchung von Edwards fehlt die Messung der Strömungsverlustleistung.

Die Auswirkung von Längswirbeln auf den Wärmeübergang von Rippenrohrwärmetauscher wurden von Russel et al /16/ diskutiert. Die Untersuchungen dazu sind von Lee in Zusammenarbeit mit der Firma CE Lummus durchgeführt worden /17-20/. Die Wirbelstärke wurde mit Hilfe eines Windfähnchens untersucht. Er stellte fest, daß angestellte Rechteckwinglets eine maximale Wirbelstärke zwischen 20° und 30° Anstellwinkel erzeugen. Deltawinglets erschienen in den Versuchen ungeeignet. Die Abnahme der Wirbelstärke ist verbunden mit einer deutlichen Verringerung der Wärmeübergangssteigerung. Untersuchungen des Einflusses der Ausstanzungen der Winglets an der Platte ergaben eine starke Abnahme der Wirbelstärke bei saugseitiger Stanzung (siehe Abb. 2.1) und nahezu unverändertes Verhalten gegenüber einer Modellanordnung ohne Ausstanzung, wenn diese auf der Druckseite angeordnet ist.

Neben Einzelanordnungen o.g Generator-Typen untersuchte Lee Anordnungen zweireihig hintereinander angeordneter Rechteckwinglets. Die Anordnung ermöglicht die Erzeugung gegenläufiger Wirbelpaare. Aus den örtlichen Messungen berechnet Lee den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, der zwischen $Re=1000$ und $Re=8000$ konstant ca. 40% über den Werten ohne Wirbelgenerator liegt. Die Berechnungsfläche ist dabei 11.2 mal größer als die Flächen der Wirbelerzeuger. Der ebenfalls ermittelte Druckabfall steigt bei $Re=1000$ um 21% und bei $Re=8000$ um 44% an. Daraus schließt Lee, daß die Verwendung der Wirbelerzeuger-Anordnung gerade bei kleinen Reynoldszahlen sinnvoll ist.

Die Wärmeübergangsverteilung hinter einem angestellten Deltawinglet an einer Platte in turbulenter Strömung wurde von Eibeck und Eaton /21,22/ mit einem Thermoelement-Feld untersucht. Der Meßbereich betrug über 27 Flügellängen hinter dem Winglet. Der untersuchte Anstellwinkelbereich lag zwischen 12° und 20° . Ihre Messungen zeigten lokale Erhöhungen der Stantonzahl bis zu 24%, aber auch Absenkungen bis zu 14%. Mit einer 4-Lochsonde (Durchmesser 0.7 mm) untersuchten sie die dreidimensionale Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht hinter dem Deltawinglet. Dadurch wurde die Zirkulation des Wirbels ermittelt. Abb. 2.2 zeigt beispielhaft die Ergebnisse.



a)

b)

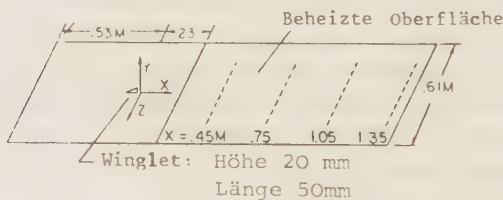


Abb.2.2 a) lokale Stantonzahl quer über der Platte für unterschiedliche Entfernungen zum Winglet, St : lokale Stantonzahl, St_0 : Stantonzahl für eine ebene vollentwickelte Kanalströmung, b) mittlere Geschwindigkeitsverteilung für $x=120$ mm Anstellwinkel 12° , $Re=1700$, $Re=U \delta/\nu$, δ : Grenzschichtdicke am Ort des Winglets, nach /22/.

Die Ergebnisse zeigen, daß der hinter dem Winglet erzeugte Längswirbel resistent ist gegenüber der Dämpfung durch die Wand. 24 Flügellängen stromab des Winglets ($x=120$ mm) trägt die Zirkulation des Längswirbels, die bei den Untersuchungen durch die Messung der Geschwindigkeitsverteilung der Sekundärströmung ermittelt wurde, noch über 60% im Vergleich mit der an einer Position 6 Flügellängen hinter dem Wirbelerzeuger ($Re=1700$, $Re=U \cdot \delta / \nu$, δ : Dicke der Grenzschicht an Wingletposition, Anstellwinkel 12°). Dies Ergebnis stimmt gut mit dem Ergebnis von Westphal et al /23/ überein. Dabei wurde auch eine 4-Lochsonde verwendet.

Der Einfluß von Einzelwirbelerzeugern unterschiedlicher Bauart auf die Strömung und den Wärmeübergang in Kanälen wurde von Fiebig et al /24/ dargestellt. Die systematischen experimentellen Untersuchungen dazu führte Kallweit /7/ durch. Zur Untersuchung der Wärmeübergangsverteilung wurde die instationäre Flüssigkristallthermographie angewandt. Die Untersuchungen erstrecken sich auf einen Reynoldszahlbereich von $1369 < Re < 2270$ ($Re=U \cdot H / \nu$, H : Kanalhöhe). Im Vergleich mit dem Rechteckflügel hat der Deltaflügel die höchsten Maximalwerte, die sich direkt hinter dem Flügel befinden, und die schmalste seitliche Ausdehnung. Bei der Untersuchung des mittleren Wärmeübergangs auf einer Fläche hinter den Wirbelerzeugern erwies sich der Deltaflügel als der geeignetste Längswirbelgenerator. Die stärkste Steigerung des Wärmeübergangs relativ zur Erhöhung des Anstellwinkels wird bei kleinen Anstellwinkeln erzielt, die maximale absolute Steigerung bei Anstellwinkel $\beta=60^\circ$. Danach nimmt die Wärmeübergangserhöhung mit dem Anstieg des Anstellwinkels ab. Der Einfluß des Flügelseitenverhältnis auf die Wärmeübergangserhöhung wurde auch untersucht. Die Ergebnisse zeigen, daß das günstigste Seitenverhältnis für einen Deltaflügel zwischen 1.5 und 2.0 liegt. Im untersuchten Reynoldszahlbereich ist die Steigerung der Wärmeübergangserhöhung von der Reynoldszahl unabhängig, eine Feststellung, die auch Lee /19/ gemacht hat.

Als Maß für die Strömungsverluste wurden die Fluidkräfte, die in Strömungsrichtung auf die Lamelle wirken, mittels einer Waage ermittelt. Der Anstieg der Kräfte ist für alle Wirbelerzeuger in erster Näherung proportional der projizierten Wirbelerzeugerfläche und dem Quadrat der Anströmgeschwindigkeit. Der Anstieg des mit der Fluidkräfte gebildeten Widerstandsbeiwert C_f ($C_f = \Delta F / (A_L \rho / 2 U^2)$, ΔF : Fluidkraft, A_L : die projizierte Wirbelerzeugerfläche) ist daher im untersuchten Reynoldszahlbereich unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Dieses Ergebnis deckt sich mit Versuchsergebnissen von Lee /18/. Die größte Steigerung des Wärmeübergangs bezogen auf die Widerstandserhöhung erfolgt für eine Kanalströmung den Deltaflügel mit dem Seitenverhältnis Λ zwischen 1.5 und 2 und kleinen Anstellwinkeln. Andere Wirbelerzeugertypen sind deutlich unterlegen.

Effizienz von Längswirbelgeneratoren in lamellenartigen Wärmetauschern zur Erhöhung des Wärmeübergangs bzw. Reduktion des Strömungsverlustes wurde durch die numerischen Rechnungen von Brockmeier /8/ bestätigt. Für zwei Grenzwerte, einmal der des Verhältnisses der Strömungsverlustleistungen P_R/P_{Ro} (P_R : Strömungsverlustleistung, P_{Ro} : Strömungsverlustleistung ohne Wirbelgeneratoren) bei konstantem Wärmestrom Q und zweitens der des Wärmestromverhältnisses Q/Q_o bei konstanter Strömungsverlustleistung P_R wurde der Einfluß der Wirbelerzeuger auf Strömung und Wärmeübergang abgeschätzt. Dabei zeigt sich, daß die günstigsten Wirbelerzeugertypen und -anordnungen die sind, die die größten Nusseltzahl-Erhöhungen aufweisen. Für die Modellgeometrien wurden Wärmestromerhöhungen von z.B. 31% bei einem 30° -Wingletpaar ($Re=4000$, bezogen auf mittlere Strömgeschwindigkeit und Plattenabstand) und 24% beim 50° -Deltaflügel ($Re=2000$) bei konstanter Strömungsverlustleistung erreicht und das über eine Wärmeübertragerfläche der 45-fachen bzw. 173-fachen Größe der Wingletpaar- bzw. Deltaflügelfläche. Die Einsparungen an Strömungsverlustleistung, also dem Leistungsäquivalent, das eine Fördereinrichtung zur Aufrechterhaltung des Wärmetauscherkreislaufs benötigt, fiel noch

drastischer aus mit einer Einsparung P_R/P_{R0} bei konstantem übertragenem Wärmestrom Q von 65% beim Wingletpaar bzw. 60% beim 50°-Deltaflügel.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß zur Verbesserung des Wärmeübergangs an der Rippe sowohl ausgestanzte Rechteck- als auch Deltawirbelerzeuger geeignet sind. Dabei können diese Geometrien als Flügel und als Wingletpaare zur Erzeugung gegenläufiger Wirbel verwendet werden.

2.2 Wärmeübergang an den Rippen im Wechselwirkungsgebiet zwischen Rippen und Rohren

Der Wärmeübergang an den Rippen in Rohrnähe ist wegen der Wechselwirkung zwischen Rippen und Rohren anders als an einer Platte ohne Rohr. Zum Verständnis der Unterschiede ist die genaue Kenntnis der Strömungsstruktur um den Zylinder im Wechselwirkungsgebiet unabdingbar.

An einem querangeströmten Zylinder löst die Zylindergrenzschicht ab, wobei der Ort des Ablösepunktes von der Reynoldszahl und Rauigkeit des Zylinders abhängt. Bis zu einer Reynoldszahl ($Re_D = U \cdot D / \nu$) von ca. 40 ist die Strömung um einen Kreiszylinder stationär. Danach wird die Strömung im Nachlauf des Kreiszylinders periodisch und es kommt bei Steigerung der Reynoldszahl ($Re_D > 50$) zur Ausbildung einer Karmanschen Wirbelstraße. Für $Re_D > 300$ wandert der Ablösepunkt der Zylindergrenzschicht über dann die dickste Stelle des Zylinders hinaus nach vorne und bleibt dort bis zu $Re_D < 2 \times 10^5$.

Die Strouhalzahl Sh kennzeichnet den Zusammenhang zwischen dem Zylinderdurchmesser, der Anströmungsgeschwindigkeit und der Frequenz (f) der Karmansche Wirbelstraße: $Sh = f \cdot D / U$. Die Abhängigkeit der Strouhalzahl von der Reynoldszahl wurde von zahlreichen Autoren untersucht. Abb. 2.3 zeigt die Ergebnisse /30/.

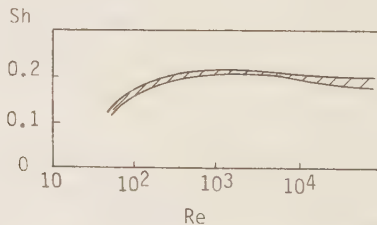


Abb.2.3 Beziehung zwischen Sh und Re_D für einen Zylinder an einer Querströmung /30/, $Re = U \cdot D / \nu$, $Sh = f \cdot D / U$; nach Unal et al /30/.

In Abb. 2.3 erkennt man, daß eine periodische Wirbelstraße über einen großen Reynoldszahlbereich ($50 < Re_D < 10^5$) existiert.

Der Entstehungsmechanismus und die Struktur der Karmanschen Wirbelstraße werden schon seit langem theoretisch und experimentell untersucht. Mit einem Hitzdraht-Anemometer untersuchte Bloor /27/ die Strömungsstruktur hinter einem Zylinder. Sie fand, daß die periodische Wirbelstraße nicht direkt hinter dem Zylinder, sondern nach einer sogenannten "formation region" oder "near wake region" gebildet wird. Vor der "formation region", direkt hinter der Rückseite des Zylinders, ist eine Rezirkulationszone oder ein Totwassergebiet. Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die Strömung im Totwassergebiet für den untersuchten Reynoldszahlbereich ($1.3 \cdot 10^3 < Re_D < 8 \cdot 10^3$, $Re_D = U \cdot D / \nu$) laminar ist. Dagegen steigt in der Strömung hinter dem Totwassergebiet bzw. innerhalb der "formation region" stromabwärts die Turbulenz an.

Ein weites Gebiet nimmt die Untersuchung der Struktur der Rezirkulationszone ein. Durch ein Wasserstoff-Blasen-Verfahren wurde die Strömungsstruktur hinter einem Zylinder von Wei und Smith /28,29/ sichtbar gemacht und mittels eines High-Speed-Video notiert. Wechselseitige Wirbelbildung, die durch die Wechselwirkung der von beiden Seiten abgelösten Zylindergrenzschichten verursacht wird, wurde am Ende der Rezirkulationszone oder am Anfang der Wirbelstraße beobachtet. Dies wird auch als Doppelwirbelgebiet genannt. Hinter diesem Gebiet ist die periodische Wirbelstraße erkennbar. Die Position des wechselseitigen Wirbelbildungsgebietes, die auch ein Maß für die Länge der Rezirkulationszone ist, die von mehreren Autoren /30-34/ als der Abstand von Zylindermittelpunkt zum Zentrum des ersten Wirbels (siehe Abb. 2.5) definiert wird, hängt von der Reynoldszahl ab. Dargestellt in Abb. 2.4 sind ein paar Beispiele der Versuchsergebnisse von Unal et al /30, 31/.

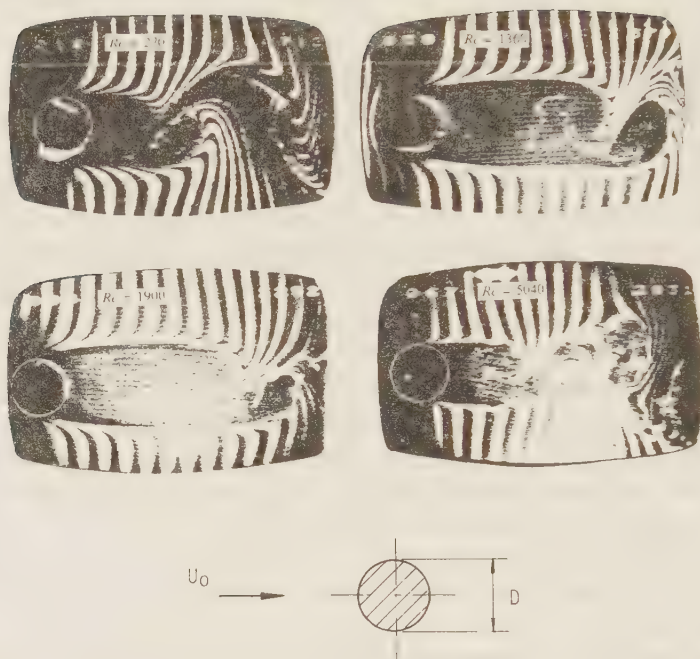


Abb.2.4 Kontur der Rezirkulationszone bei unterschiedlicher Reynoldszahl, $Re_D = U \cdot D / \nu$; $D/H = 0.1$; H : Kanalhöhe; Anströmungsrichtung von links nach rechts, nach Unal et al /30/.

Man kann deutlich erkennen, daß die Länge der Zone mit zunehmender Reynoldszahl zunächst wächst ($270 < Re_D < 1360$) und dann abnimmt ($1900 < Re_D < 5040$). Abb. 2.5 zeigt die Abhängigkeit der Länge der Rezirkulationszone von der Reynoldszahl. Im Reynoldszahlbereich von 10^3 bis 10^4 beträgt die Länge ca. 2 Durchmesser des Zylinders. Die Breite der Rezirkulationszone ist für $300 < Re_D < 2 \cdot 10^5$ größer als der Zylinderdurchmesser /25,32/.

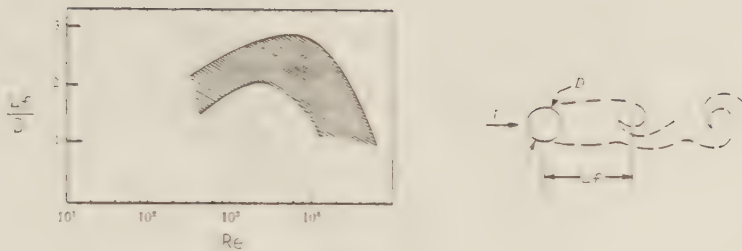


Abb. 2.5 Die Abhängigkeit der Länge der Rezirkulationszone und der Reynoldszahl, $Re_D = U \cdot D / \nu$; l_f : Länge der Rezirkulationszone, siehe Bilder; nach Unal et al /30/.

In der Rezirkulationszone wurde eine Rückströmung beobachtet /30,31,32/. Die Rückströmungsgeschwindigkeit entlang der Mittellinie der Rezirkulationszone zu rückseitigem Staupunkt des Zylinders wurde von Grove et al /32/ mittels eines Tracer-Verfahren untersucht. Die Ergebnisse zeigen, daß das Verhältnis zwischen Rückströmung- und Anströmungsgeschwindigkeit mit zunehmender Reynoldszahl wächst und bis zu $Re=300$ ($Re=U \cdot D / \nu$) 0.5 erreicht. In der gleichen Arbeit wurde durch eine Analyse abgeleitet, daß das Verhältnis für größere Reynoldszahlen auch 0.5 bleibt. Oder anders ausgedrückt, die Rückströmungsgeschwindigkeit kann maximal die halbe Anströmungsgeschwindigkeit erreichen. Unal et al /31/ haben geplant, die Rückströmungsgeschwindigkeit in der Rezirkulationszone für größere Reynoldszahl experimentell zu untersuchen.

Aus den bisherigen Betrachtungen der Strömungsform um einen Zylinder können folgende Aussagen abgeleitet werden:

Durch wechselseitige Wirbelbildung und das anschließende

breite Totwassergebiet hinter dem Zylinder wird ein hoher Druckwiderstand des Zylinders verursacht. Für $300 < Re_D < 2 \cdot 10^5$ bewirkt der Druckunterschied zwischen Front- und Rückseite des Zylinders ca. 90% des Widerstands, die Reibung den Rest 10%. Außerdem verursacht die periodische Zylinder Grenzschichtablösung in der Realität eine Schwingung des Zylinders. Wenn besonders die Frequenz der Ablösung gleich die natürlichen Schwingungsfrequenz des Zylinders ist, wird ein Schaden des Wärmetauschers verursacht. Gregorig et al. [35] untersuchten das Problem und stellten ein Schwingungskriterium auf.

Johnsen et al. [36] brachten Deltawinglets an einem Zylinder an und untersuchten die Beeinflussung der Zylinder Grenzschichtablösung und somit die Veränderungen des Zylinderwiderstands und des lokalen Wärmeübergangs an dem Zylinder. Durch die Anstellung der Deltawinglets wurde eine Verschiebung der Zylinder Grenzschichtablösung auf die Rückseite des Zylinders im untersuchten Reynoldszahlbereich ($5 \cdot 10^4 < Re_D < 4 \cdot 10^5$) beobachtet. Entsprechend wird der Zylinderwiderstand verringert. Dabei spielt die Position der Winglets an dem Zylinder eine wichtige Rolle. Für $Re_D < 2 \cdot 10^5$ wurde festgestellt, daß im Vergleich mit dem Zylinder ohne Winglets die Verringerung des Zylinderwiderstandsbeiwerts C_D ($C_D = (F/D \cdot H) / (\rho/2 \cdot U^2)$, F : Widerstandskraft des Zylinder, H : Kanalhöhe) mit zunehmender Reynoldszahl wächst. Der geringe Wärmeübergangsbereich, der sich im Bereich der Zylinder Grenzschichtablösung und der anschließenden Rückseite des Zylinders befindet, wird dadurch verbessert. Der Einfluß der Winglets auf die periodische Wirbelstraße wurde nicht untersucht.

Ist der Zylinder mit Lamellen versehen, so erwartet man eine gegenseitige Wirkung zwischen Rippen- und Zylinder Grenzschicht. Im Lamellen-Rohr-Wechselwirkungsgebiet ist das Auftreten eines Hufeisenwirbels das wesentliche Strömungsphänomen, das die Wechselwirkung zwischen Rippengrenzschicht und Zylinder Grenzschicht kennzeichnet (siehe Abb. 2.6).

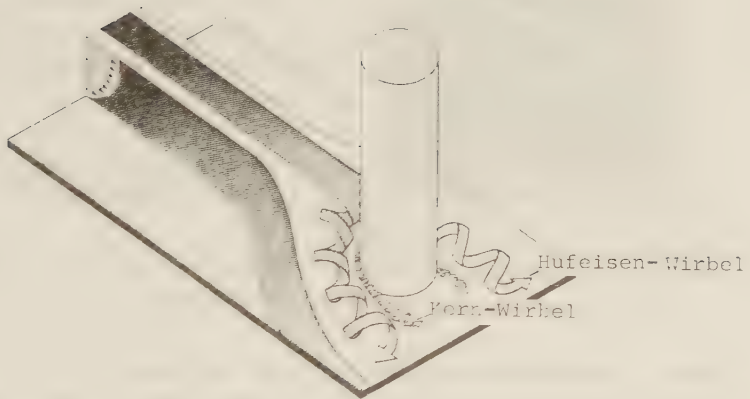


Abb. 2.6 Entstehung eines Hufeisenwirbels nach /37/.

Der bei der Anströmung des Zylinders im Staupunkt entstehende Staudruck ist auf Grund der parabolischen Geschwindigkeitsverteilung vor dem Zylinder in der Kanalmitte größer als an der Wand. Dieser Staudruckunterschied entlang der Zylinderstaudrucklinie erzeugt eine sekundäre Strömung von der Mitte des Kanals zur Wand. Dadurch entsteht im Wechselwirkungsgebiet der Hufeisenwirbel /39/. In der Kante zwischen Zylinder und Lamelle wird ein Sekundärer Wirbel (Kern-Wirbel, siehe Abb. 2.6), der in gegen Richtung zum Hufeisenwirbel dreht, verursacht. Diese vor dem Zylinder gebildete Wirbel rollen sich stromabwärts auf den Zylinder zu auf und legt sich mit der Wirbelachse in Hauptströmungsrichtung in der Form eines Hufeisens um den Zylinder.

Die Struktur eines Hufeisenwirbels wurde von Baker /40/ mittels Rauch-Sichtbarmachungsverfahren untersucht. Abb. 2.7 zeigt ein Beispiel seiner Versuchsergebnisse.



Abb.2.7 Struktur eines Hufeisenwirbels nach /40/, $Re_D=2470$,
 $Re=D \cdot U/\nu$, D: Durchmesser des Rohres.

Die Lamellengrenzschicht löst am Punkt S ab und legt am Punkt A₀ wieder an. Für die Zylindersgrenzschicht sind Ablöse und Wiederanlegepunkte entsprechen S₀ und A₀. In der Ecke wird ein kleiner Wirbel erzeugt. Die Anzahl der Hufeisenwirbel nimmt mit dem Anstieg der Reynoldszahl zu. Baker /40/ beobachtet in seiner Untersuchung bis zu 6 Hufeisenwirbel, die sowohl stationär, als auch instationär sein konnten. Mit einem Hitzdracht-Anemometer untersuchte er die Instationarität des Hufeisenwirbels. Er stellt fest, daß für $Re_D > 3800$ der Hufeisenwirbel aus unerklärlichen Gründen mit zwei unterschiedlichen Frequenzen schwingt. Das Schwingungsverhalten des Hufeisenwirbels ist seiner Meinung nach äußerst komplex. Eines ist an den Versuchen klar, daß die Schwingungsfrequenz des Hufeisenwirbels keine erkennbare Beziehung zur Frequenz der Karmanschen Wirbelstraße hat.

Bei niedriger Reynoldszahl ($Re_D < 1000$) kommt es nach Schwind /41/ und Baker /40/ nicht zur Ausbildung eines Hufeisenwirbels bzw. zur Ausbildung eines nur sehr schwach rotierenden Wirbels, der, wenn überhaupt, nur auf der Zylindermitte vor dem Zylinder quer zur Anströmung sichtbar wird.

Mit einem numerischen Verfahren untersuchte Kiehm /42/ die Strömungsfelder und den lokalen Wärmeübergang an der Rippe in einem Kanal mit quereingebautem Kreiszyylinder. Da sich

die Untersuchung auf einen Reynoldszahlbereich bis zu $Re_D=440$ erstreckte, konnte zwar teilweise Rückströmung vor dem Zylinder, jedoch nie die Ausbildung eines Hufeisenwirbels festgestellt werden. Abb. 2.8 zeigt ein Beispiel seiner Ergebnisse.



Abb.2.8 Seitenansicht der Strömungshelix, $D/B=0.2$, $D/H=0.9$, $Re_D=40$, $Re_D=U \cdot D/\nu$; H: halbe Kanalhöhe, B: Breite des Kanals, nach Kiehlm /42/.

Die Existenz einer schraubenförmigen Helix hinter dem Zylinder wurde bei den Untersuchungen von Kiehlm festgestellt. Im Abb.2.8 erkennt man deutlich die vertikale Geschwindigkeitskomponente vor und hinter dem Zylinder. Diese Strömungsform ist offensichtlich anders als die in einem Hufeisenwirbel. Beim Hufeisenwirbel ist die Wirbelachse parallel zur Oberfläche der Rippen (siehe Abb. 2.6). Die vertikale Geschwindigkeitskomponente bewirkt einen Fluidtransport vor dem Zylinder von der Kanalmitte zur Wand und hinter dem Zylinder von der Rippenoberfläche zur Kanalmitte. Dadurch kommt es zu einer Erhöhung des Wärmeübergangs an den Rippen. Seine Ergebnisse zeigen, daß eine starke Anhebung der Nusseltzahl an der Rippe im Bereich des vorderen Staupunktes auftritt. Direkt hinter dem Zylinder ist der Wärmeübergang an niedrigsten.

Bei $Re_D=4000$ ($Re=U_0 \cdot D/\nu$) untersuchten Goldstein et al /37,38/ den lokalen und mittleren Wärmeübergang an der Rippe in Rohrnähe. Dabei wurde ein Stoffübergangsverfahren (Naphthalin Sublimation) verwendet. Ihr Meßbereich dehnt sich in Strömungsrichtung $6 D$ aus und ist $3 D$ breit (D : Durchmesser

des Rohres, $\approx 12.7 \text{ mm}$). In Längsrichtung liegen $1.5 D$ vor dem Rohr und $4.5 D$ hinter dem Rohr. Die Position des Zylinders ist 370 mm entfernt hinter der Eintrittsebene des Kanals und dort ist die Grenzschichtdicke ca. 8 mm . Die Ergebnisse zeigen, daß der Wärmeübergang auf der Rippe im Gebiet vor und neben dem Rohr durch den Hufeisenwirbel stark erhöht wird. Hier zeigt sich die effektive Wirkung des Hufeisenwirbels auf den Wärmeübergang an der Rippe. Direkt hinter dem Rohr im Totwassergebiet ist der Wärmeübergang an der Rippe niedriger als der im restlichen Gebiet. In Abb. 2.9 zeigen die Kurven den Verlauf von St/St_0 an der Lamelle in Zylindernd Nähe. Hierbei stellt St_0 die Stantonzahl für ebene Platte ohne eingebauten Zylinder in gleicher Kanalströmung. Bei den Untersuchungen ist St_0 in Strömungs- bzw. in x -Richtung: $St_0 = x^{-0.18}$.

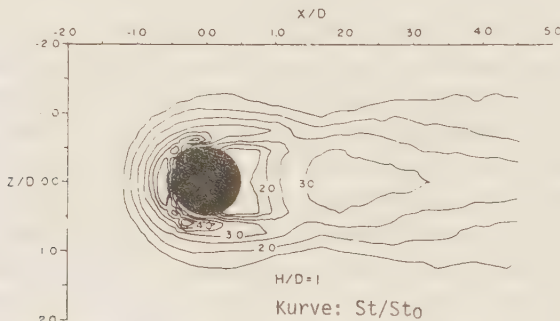


Abb.2.9 Die Verteilung von St/St_0 auf der Rippe im Wechselwirkungsgebiet nach /36/, Kurve: St/St_0 ; St : lokale Stantonzahl, St_0 : Stantonzahl für gleiche Kanalströmung ohne Einbau, $St_0 = x^{-0.18}$, $Re_D = 4000$, $D/H = 1$, H : Abstand der Rippen, nach Goldstein /38/.

Abb. 2.10 zeigt die lokale Stantonzahlverteilung in Strömungsrichtung an der Rippe. z ist die Koordinate quer über der Rippe. In Abb. 2.10 erkennt man, daß ein starker Anstieg des Wärmeübergangs vor dem Zylinder besteht (Kurve: $z/D = 0.0$). Direkt hinter dem Zylinder gibt es auch einen steilen steigenden Verlauf. Die Breite des Zylinderein-

flusses auf den Wärmeübergang an der Rippe ist kleiner als 3.6 D (Kurve: $Z/D = 1.8$).

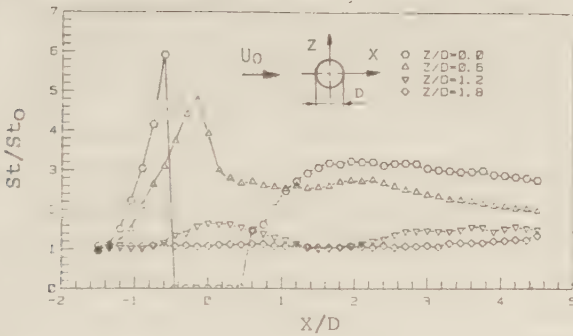


Abb.2.10 lokale Stantonzahl längs der Rippe in Anströmungsrichtung, St : lokale Stantonzahl, St_0 : Stantonzahl für gleiche Kanalströmung ohne Einbau, $St_0 = x^{-0.18}$ $D/H=1$, $Re_D=4000$, nach /38/.

Das Verhältnis D/H hat einen deutlichen Einfluß auf den Wärmeübergang an der Rippe in Rohrnahe, wie in Abb. 2.11 erkennbar. Dabei ist $Re_D=4000$ und $D/H=1/12$.

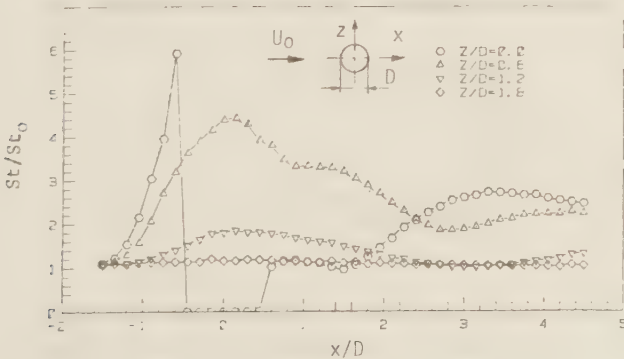


Abb.2.11 lokale Stantonzahl längs der Rippe in Anströmungsrichtung, St , St_0 : wie in Abb. 3.10, $D/H=1/12$, H : Abstand der Rippen, $Re_D=4000$, nach /38/.

Im Vergleich mit Abb. 2.10 gibt es keine erkennbare Änderung des Wärmeübergangserhöhung vor dem Zylinder (siehe Abb.2.11). Neben und hinter dem Zylinder ist der Unterschied deutlich. Für $D/H=1/12$ ist der Wärmeübergang an der Rippe hinter dem Zylinder schlechter als der für $D/H=1$. Der mittlere Stoffübertragung auf den ganzen Meßbereich ist für $D/H=1$ 15% höher als der für $D/H=1/12$.

Irland und Jones /39,43/ untersuchten das gleiche Problem mit einem Flüssigkristallthermografie-Verfahren. Abb. 2.12 zeigt exemplarisch eines der Ergebnisse. In Abb. 2.12 ist das Verhältnis D/H wie in Abb. 2.9 gleich 1 aber bei einer Reynoldszahl von 34000 ($Re=U \cdot D/\nu$) in einer vollentwickelten Kanalströmung. Die Kurven zeigen das Nusseltzahlverhältnis Nu/Nu_0 (Nu : lokale Nusseltzahl an der Rippe in Rohrnähe für eine vollentwickelte Kanalströmung, Nu_0 : Nusseltzahl für gleiche vollentwickelte Kanalströmung ohne Einbau). Es zeigt sich hier wie in Abb. 2.9, daß der Wärmeübergang an der Rippe direkt vor dem Zylinder deutlich erhöht wird (Kurve $Nu/Nu_0=3.9$). Unmittelbar hinter dem Rohr ist der Wärmeübergang am niedrigsten (Kurve $Nu/Nu_0=1.65$). Hier ist die Rückströmung im Totwassergebiet mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten die Ursache.

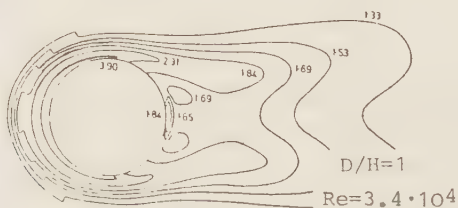


Abb.2.12 lokale Nusseltzahlverteilung an der Rippe in Rohrnähe, $D/H=1$, $Re_D=34000$, Kurve: Nu/Nu_0 , Nu : lokale Nusseltzahl an der Rippe in einer vollentwickelten Kanalströmung, Nu_0 : Nusseltzahl für eine gleiche vollentwickelte Kanalströmung ohne Einbau, nach Irland und Jones /39/.

In industriell verwendeten Rippen-Rohr-Wärmetauschern sind die Rohre in der Regel dicht angeordnet. Der Abstand der Rohre beträgt normalerweise zwischen 2.2 und 2.6 Rohrdurchmesser /47/. Hinter einem Rohr wird ein 2.0 - 2.5 D langes und ca. 1.2 D breites Totwassergebiet gebildet. Das bedeutet, daß ein großer Teil der Rippenfläche vom Totwassergebiet beeinflußt wird. In dieser Arbeit wird versucht, den geringen Wärmeübergangsbereich an der Rippe zu verbessern. Eine Möglichkeit dazu bietet die Wechselwirkung bzw. die Beeinflussung des Totwassergebietes durch den Längswirbel, der z. B. durch ein aus der Rippe ausgestanztes Deltawinglet erzeugt werden kann.

3. EXPERIMENTELLE VERFAHREN

Die experimentellen Untersuchungen wurden am Modell einer Rippen-Rohr-Konfiguration bei laminarer Strömung, die für technische Anwendungen relevant ist, durchgeführt.

Untersucht wurden dabei die Struktur der Rohrumströmung, die Wechselwirkung zwischen Rohrumströmung und Wirbelströmung, die durch eine Rippen-Rohr-Konfiguration entstehenden Strömungsverluste, sowie der lokale und mittlere Wärmeübergang an der Rippenfläche unter Einfluß der Wirbelströmung.

3.1 Versuchsanlage, Aufbau und Eigenschaften

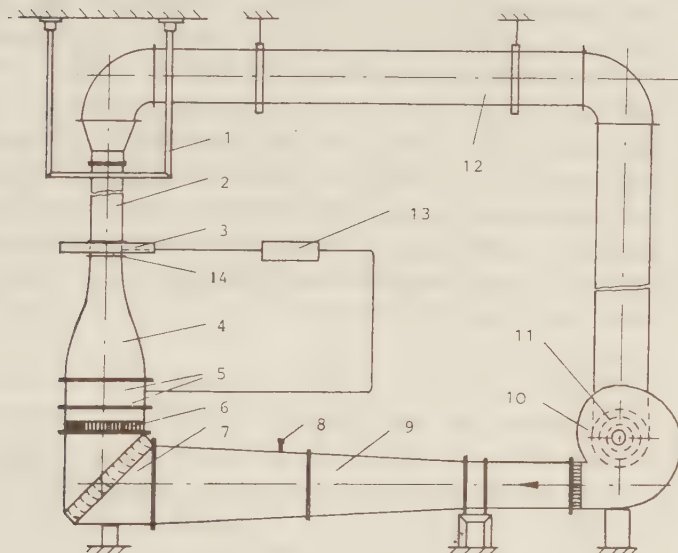
Um die Untersuchungen durchführen zu können, wurde ein Windkanal aufgebaut (siehe Abb. 3.1).

Die Anforderung homogener Geschwindigkeits- und Temperaturprofile, vernachlässigbare Geschwindigkeits- und Temperaturgradienten, wurden am verwendeten Versuchsstand mit Hilfe von unterschiedlichen Strömungsberuhigungsmaßnahmen erfüllt.

- a) Der Windkanal hat einen geschlossenen Kreislauf. Vor der Meßstrecke wurde eine Düse eingebaut, die mittels eines Computerprogramms von Papenfuß /44/ konstruiert wurde. Die Maße der Düse am Eintritt sind $860 \times 430 \text{ mm}^2$ und am Austritt $320 \times 160 \text{ mm}^2$. Das Verhältnis der Ein- und Austrittsflächen ist 7.2:1. Die Untersuchung der Geschwindigkeitsverteilung in der Meßebeine ergab eine Strömung, die im Kernbereich von $280 \times 100 \text{ mm}^2$ eine Abweichung vom Geschwindigkeitsmittelwert von maximal 2% aufweist (Geschwindigkeitsverteilung siehe Anhang Abb. A 1).

Mittels eines Reglers, durch den die Drehzahl des

Gebäses geändert werden kann, kann die Geschwindigkeit in der Meßstrecke zwischen 1.0 und 7.0 m/s variiert werden.



- | | |
|-----------------------------|--------------------------------|
| 1. Stativ | 8. Thermoelement |
| | Auflösung: 0.1 °C |
| 2. Meßstrecke: | 9. Diffusor: |
| 320X160X800 mm ³ | Diffusorwinkel 14° |
| 3. Verschiebebene | 10. Gebläse |
| 4. Düse: | 11. Heizwendel: |
| Ein/Austritt: 7.22/1, | Leistung: 3 KW |
| 5. Vorkammer | 12. Luftrückführung |
| 6. Wabengitter | 13. Anemometer: |
| 7. Umlenkung | Auflösung 10 ⁻⁷ bar |
| | 14. Druckabfallmeßebene |

Abb. 3.1 Struktur des Windkanals.

b) Die Geschwindigkeiten in der Meßstrecke wurden durch die Druckdifferenz zwischen den Ein- und Austrittsebenen der Düse ermittelt. In den Wänden der Vorkammern 5 und 14 (siehe Abb. 3.1) gibt es Druckmeßbohrungen. Der Druckunterschied zwischen diesen wurde mit einem Anemometer (Auflösung 10^{-7} bar) gemessen. Gleichzeitig wurde die mittlere Geschwindigkeit im Kernbereich der Meßstrecke ($100 \times 200 \text{ mm}^2$) in der Eintrittsebene mit einem Prandtlrohr und demselben Anemometer bestimmt. Abb. 3.2 zeigt die Meßergebnisse. Dabei ist Δp die Druckdifferenz in der Düse und U_0 die mittlere Geschwindigkeit im Kernbereich der Meßstrecke. Aus diesem Diagramm kann die Geschwindigkeit bei den Untersuchungen ohne Prandtlrohr ermittelt werden. Diese Meßmethode vermeidet die Störung der Strömung durch das Prandtlrohr.

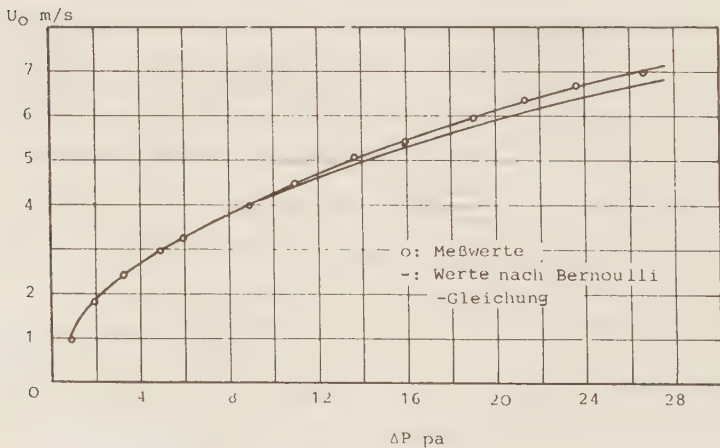


Abb. 3.2 Beziehung zwischen Geschwindigkeit in der Meßstrecke und Druckdifferenz in der Düse, Δp : Druckdifferenz in der Düse, U_0 : mittlere Geschwindigkeit in Kernbereich der Meßstrecke.

c) Das Heizgitter liegt vor dem Gebläse. Durch die völlige Durchmischung im Gebläse entsteht ein homogenes Temperaturprofil der Strömung am Austritt des Gebläses.

Um die Abkühlung der Strömung im Kanal zu verhindern, die die Homogenität der Temperaturverteilung in der Meßstrecke stört, wurde der Windkanal vom Austritt des Gebläses bis zum Eintritt der Meßstrecke isoliert.

Die Strömungstemperatur im Kanal wurde durch ein elektronisches Kontrollsystem automatisch geregelt. Die Abweichung zwischen gemessener Temperatur und eingestellter Temperatur ist 0.1°C . Die maximale Temperatur im Kanal kann 50°C erreichen. Die Temperatur in der Meßstrecke wurde mit Hilfe von Ni-CrNi-Mantelthermoelementen bestimmt.

Zwischen den beiden Vorkammern (Abb. 3.1, 5) gibt es einen Spalt, durch den die auf den Wänden gebildeten Grenzschichten ausgeblasen wird. Diese Maßnahme erzeugt ein ausgeglichenes Temperaturprofil im Kernbereich der Meßstrecke ($100 \times 200 \text{ mm}^2$). Bei den Untersuchungen des Temperaturprofils auf der Eintrittsebene der Meßstrecke zeigt sich, daß im Kernbereich örtliche und zeitliche Schwankungen von weniger als 0.1°C auftreten.

d) Nach der Umlenkung wurde ein Wabengitter eingebaut (siehe Abb. 3.1). Es soll die Wirbel, die durch das Gebläse und die Umlenkung erzeugt werden, dämpfen. Jeweils zwischen Gebläse und Diffusor, Umlenkung und Vorkammer, sowie Vorkammer und Düse wurden Siebe eingesetzt. Die Turbulenzgrad in der Meßstrecke liegt um ca. 0.8% bei einer Geschwindigkeit von 2.0 m/s.

Zusammenfassend hat der Windkanal ein ausreichend homogenes Geschwindigkeits- und Temperaturprofil. Im Kernbereich ergab sich eine Abweichung der Geschwindigkeiten vom Mittelwert um maximal 2%. Das Temperaturprofil schwankt im Kernbereich unter 0.1°C .

Die Konfiguration der Meßstrecke ist in Abb. 3.3 zu sehen.

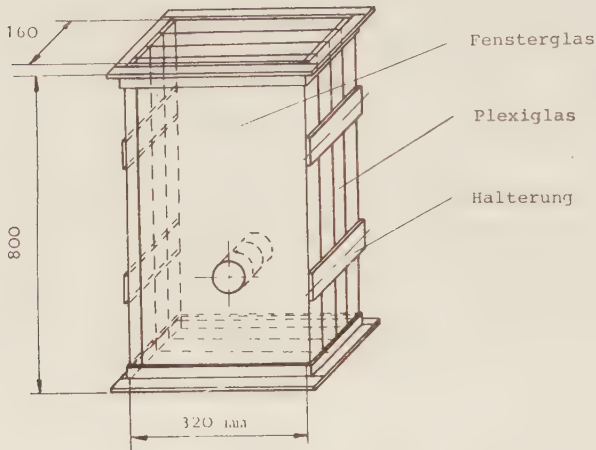


Abb. 3.3 Struktur der Meßstrecke, B: Breite = 320 mm;
T: Tiefe = 160 mm; H: Höhe = 800 mm.

Die Abmessungen der Meßstrecke sind $320 \times 160 \times 800 \text{ mm}^3$ (B x T x H). Vorder- und Rückseite der Meßstrecke sind aus Fensterglas gefertigt, so daß die Vorgänge im Innern optisch zugänglich sind. Die beiden Seitenwände der Meßstrecke bestehen aus mehreren Streifen transparenten Plexiglasses. Jedes Stück wurde mit zwei Schrauben an zwei Halterungen festgemacht (siehe Abb. 3.3). Zwischen den Plexiglasstreifen wurden die Versuchslamellen eingeführt und durch das anschließende Verspannen der Acrylstreifen wurde die Parallelität der Lamellen gewährleistet. Durch Änderung der Plexiglasstreifen kann der Abstand der Lamellen von 10 bis 40 mm variiert werden.

3.2 Technik der Wirbelsichtbarmachung

Die Struktur der Rohrumströmung und der gegenseitige Einfluß von Zylinder und Flügel wurde durch die Sichtbarmachung qualitativ untersucht. Zu diesen Zweck wurde ein Ölverdampfungs- und Laserlicht-Schnitt-Verfahren verwendet. Dieses Verfahren erwies sich in /7/ als eine geeignete Methode. Das Verfahren wird in Anhang. 3 näher beschreiben.

3.3 Messung des örtlichen Wärmeübergangs

Die Wärmeübergangsverteilung auf der Rippe ist der Schwerpunkt der Untersuchung. Zu diesen Zweck ist es erforderlich, eine Meßmethode zu verwenden, mit der der örtliche Wärmeübergangskoeffizient ermittelt werden kann. Das hier angewendete Verfahren ist die instationäre Flüssigkristallthermografie, die in /7/ vorgestellt wurde. Die genaue Beschreibung des Verfahrens wird in Anhang. 4 dargestellt.

3.4 Technik der Fluidkraftmessung

3.4.1 Meßverfahren

Für die Widerstandsmessungen wird eine Waage benutzt, die neben der Meßstrecke angeordnet ist (siehe Abb. 3.6). Direkt hinter der Meßstrecke befindet sich ein Spalt. Ein Balken (Durchmesser: 5 mm) führt durch den Spalt ins Innere der Meßstrecke und überträgt die zu messenden Fluidkräfte aus der Meßstrecke. Diese Anordnung vermeidet eine Beeinflussung der Waage durch die Strömung. Am Mittelpunkt des Balkens wurde ein Draht (Durchmesser: 3 mm) senkrecht zum Balken befestigt. Die Genauigkeit des Mittelpunktes kann durch die Gewichtshalbierung eines Körpers mittels der Waage geprüft werden, wenn der Körper an dem Draht aufgehängt wird. Bei den Messungen ist die Rohr-Rippen-Konfiguration freibeweglich am Draht aufgehängt. Ein Ende des Balkens ist fest auf einer Schneide unabhängig von der Meßstrecke gelagert und das andere steht auf der Waage (siehe Abb. 3.4).

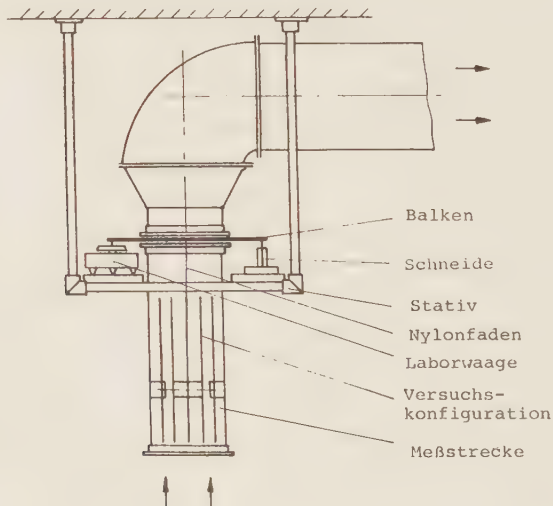


Abb.3.4 schematischer Versuchsaufbau zur Fluidkraftmessung mittels einer Waage.

Die Waage und der Balken zusammen mit der Versuchskonfiguration haben keine Berührung mit dem Windkanal und werden somit nicht von Schwingungen des Kanals beeinflusst (siehe Abb. 3.6).

Die zentral in der Meßstrecke angeordnete Versuchskonfiguration besteht aus drei Lamellen und zwei Röhrstücken (siehe Abb. 3.5). Die Breite der Lamellen ist 150 mm und die Länge 500 mm. Diese Maße entsprechen genau dem Meßgebiet für den Wärmeübergang. Die Meßanordnung hängt berührungslos zwischen den seitlichen Kulisenlamellen, die eine ausgedehnte symmetrische Konfiguration simulieren sollen (siehe Abb. 3.5). Randeinflüsse durch die an den Kanalwände entwickelten Grenzschichten werden auf diese Weise weitgehend vermieden.

Der Abstand der Lamellen kann durch die Wahl unterschiedlicher Zylinderstücke geändert werden.

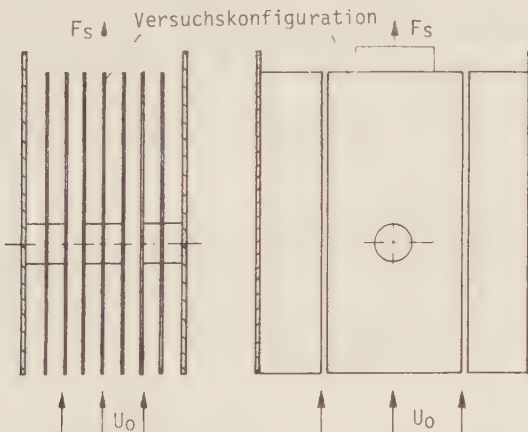


Abb. 3.5 Versuchskonfiguration der Kraftmessung.

Um die Fluidkraftmessung stabil zu halten, wurde eine Aluminiumplatte mit einer Dicke von 0.8 mm als Lamelle verwendet. Das gesamte Gewicht der Versuchskonfiguration ist ca.

600 g. Die verwendete Laborwaage hat eine maximale Belastbarkeit von 400 g bei einer Auflösung von 1 mg. Weil das Gewicht der Versuchskonfiguration (600 g) durch den Balken halbiert wird, ist die Belastbarkeit der Waage ausreichend. Die Waage kann während der Messungen automatisch den mittleren Meßwerte über 3, 5 oder 7 Sekunden ausgeben. Daher sind die Meßwerte relativ stabil. Die gemessene Fluidkraft der Versuchskonfiguration liegt für den untersuchten Reynoldszahlbereich ($800 < Re_H < 6000$, $Re_H = U \cdot H / \nu$, H : Rippenabstand) zwischen 600 und 8000 mg. Dagegen sind die Schwankungen der Meßwerte unter 8 mg d.h. unter 1.2%.

Da die Fluidkraft sehr klein ist gegenüber dem Gewicht der Lamellen-Konfiguration, kommt es zu keinerlei Bewegung der Konfiguration durch die Strömung.

Der Einfluß des Balkens und der Drahtaufhängungen (siehe Abb. 3.4) wurde bei den Messungen berücksichtigt. Zu diesem Zweck wurde die untersuchte Konfiguration in der Meßstrecke seitlich fixiert, ohne einen Kontakt mit der Aufhängung zu haben. Der Widerstand, der durch den Balken und die Hängefäden verursacht wird, kann dadurch ermittelt werden. Für $1680 < Re_H < 5290$ beträgt der Widerstand 150-1400 mg.

Zur Überprüfung der Genauigkeit des Meßverfahrens im Vergleich mit theoretischen Werten wurde eine Platte von 0.8 mm Dicke mit dem Maß von $0.5 \times 0.15 \text{ m}^2$ (Länge x Breite) in der Meßstrecke untersucht, wobei die Platte frei in einem Strömungsquerschnitt von $160 \times 320 \text{ mm}^2$ hing. Abb. 3.8 zeigt das Ergebnis.

Die eingezeichnete Kurve ist für die Beziehung nach Blasius /46/ für die laminare Strömung über eine ebene Platte bei konstanter Dicke (Gl. 3.1). Für den Anlaufsbereich einer Kanalströmung, bei dem sich die untersuchte Platte befindet, ist die Blasius-Beziehung näherungsweise benutzbar.

$$C_f = 1.328 Re_L^{-(1/2)} \quad (3.1)$$

$$Re_L = U L / \nu, \quad L: \text{Länge der Platte (m)}$$

Die Meßwerte stimmen bei maximal 4% Abweichung gut mit dieser Beziehung überein. Der Einfluß des Druckwiderstandes der Plattenvorderkante und der Hinterkante ist hier also vernachlässigbar klein. Die Abweichung kommt vermutlich aus Meßwertschwankungen und den zeitlichen Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeit in der Meßstrecke.

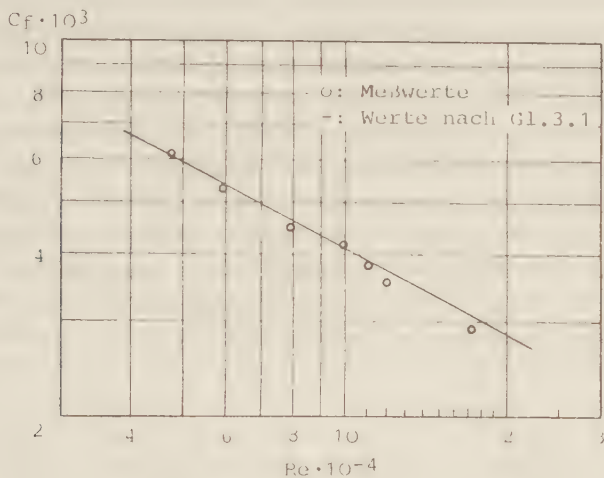


Abb. 3.6 Vergleich des Reibungsbeiwertes C_f für eine ebene Platte nach Gl. 3.1 mit eigenen Meßwerten aus der Kraftmessung, Maß der Platte: $150 \times 500 \times 0.8 \text{ mm}^3$ (Breite mal Länge mal Dicke), $Re = U \cdot L / \nu$, L : Länge der Platte.

3.4.2 Fluidkraft und Kraftbeiwerte

Die Fluidkräfte ΔF wurden bei den Widerstandsmessungen wie folgt ermittelt:

$$\Delta F = 1/2 (\Delta F_K - \Delta F_L) \quad (3.2)$$

Hierbei ist ΔF_K die Fluidkraft, die von der Strömung auf die gesamte Versuchskonfiguration ausgeübt wird (siehe Abb. 3.7). Bei den Messungen ist ΔF_K gleich der Gewichts-differenz der Konfiguration mit und ohne Strömung. ΔF_L ist die Fluidkraft, die durch die beiden Außenseiten der Konfiguration verursacht wird. Bei den Messungen ist ΔF_L gleich der Gewichts-differenz einer ebenen Platte mit und ohne Strömung, die in die Mitte zwischen zwei Rippen gehängt wird (siehe Abb. 3.7). Der Abstand zwischen gemessener Platte und den Rippen ist der gleiche wie bei der Rippen-Rohr-Konfiguration. Die Maße der Platte sind auch die gleichen wie diejenigen der Rippen in der Konfiguration (Dicke: 0.8 mm, Länge: 500 mm, Breite: 150 mm).

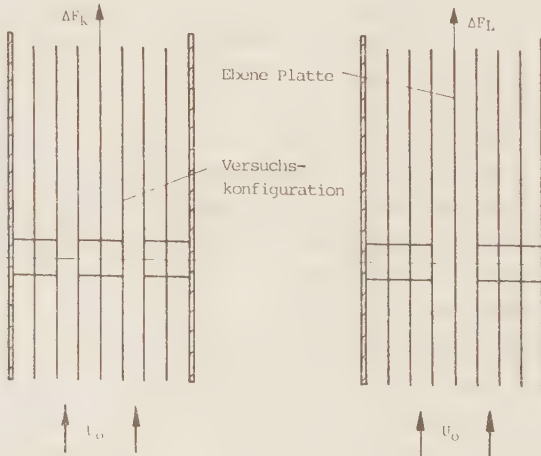


Abb. 3.7 Ermittlung der Fluidkräfte ΔF_K und ΔF_L .

Weil die Versuchskonfiguration aus 3 Rippen und 2 Rohrstücken besteht, wird der rechte Term der Gl. 3.2 halbiert. Die Kraft ΔF entspricht dann derjenigen auf ein Rohrstück zwischen zwei Lamellen und den beiden angrenzenden Lamellenflächen.

Im Rahmen von Voruntersuchungen wurde versucht, die Widerstandskräfte, die durch den Zylinder und durch die Lamellen erzeugt werden, getrennt zu messen. Dazu wurde in einer ersten Anordnung der Zylinder berührungslos zwischen zwei Lamellen aufgehängt. Zur Bestimmung der Kräfte auf die Lamelle wurde diese zwischen zwei Zylinder berührungslos gehängt. Der Spalt zwischen Zylinder und Lamellen darf in beiden Fällen nicht groß sein, da sonst durch die Strömung im entstehenden Spalt die Strömungsstruktur im Wechselwirkungsgebiet geändert wird. Die Untersuchungen haben ergeben, daß als Folge instationärer Wirbelablösung am Zylinder Bewegungen sowohl des Zylinders als auch der losen Lamelle induziert werden. Diese führen zu Berührungen zwischen den Versuchsgeometrien, die eindeutige Meßergebnisse verhindern. Aus diesem Grund wurden diese Untersuchungen nicht weitergeführt.

Der bei der Auswertung der Widerstandsmessungen verwendete Kraftbeiwert C_F ist auf die gesamte Lamellenfläche $2A_L$ bezogen. Der ist wie folgt definiert:

$$C_F = \frac{\Delta F / 2A_L}{\rho / 2 U^2} \quad (3.3)$$

A_L ist die einseitige Lamellenfläche hier $0.5 \cdot 0.15 \text{ m}^2$.

3.4.3 Kraftanalyse

Es wird eine Rippen-Rohr-Konfiguration nach Abb. 3.8 betrachtet. Der Kontrollraum ist mit gestrichelter Linie gezeichnet. Die Seitenflächen des Kontrollraumes sind in der Mitte zwischen beiden Rippen.

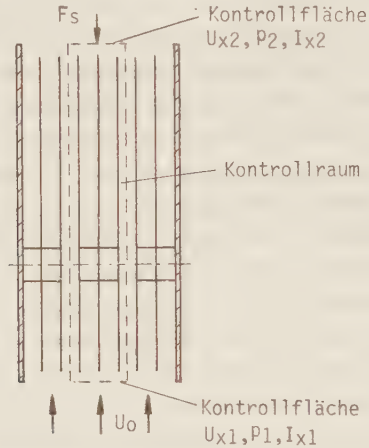


Abb. 3.8 Schematische Darstellung einer Rippen-Rohr-Konfiguration.

Am Eintritt des Kontrollraums ist der Impulsstrom I_{x1} :

$$I_{x1} = \int_{A_{k1}} \rho U_{x1} U_{x1} dA = \rho (U_{x1})^2 A_{x1} \quad (3.4)$$

weil U_{x1} und ρ_1 in Ebene A_{k1} konstant sind.

Für den Impulsstrom I_{x2} auf Ebene 2 gilt das nicht, da durch Zylinder und Wirbelerzeuger Ablösungen und Wirbel erzeugt werden und somit die Geschwindigkeits und die Druckverteilung nicht mehr homogen sind.

Daraus folgt: in X-Richtung

$$U_{x2} = f(y, z)$$

$$p_2 = f(y, z)$$

$$I_{x2} = f(y, z) \quad (3.5)$$

Impulsströmung in x-Richtung

$$I_{x2} = \int_{A_{k2}} \rho (U_{x2})^2 dA \quad (3.6)$$

Weil die gleichgroßen Kontrollflächen A_k senkrecht zur x-Richtung stehen, und an den Seitenflächen des Kontrollraums eine Symmetrie der Strömung gewährleistet ist, das heißt, daß keine Geschwindigkeitgradienten und somit Schubspannungen an den Seitenflächen auftreten, läßt sich die Impuls-gleichung in Hauptströmungs- (x) richtung wie folgt ausdrücken:

$$p_1 A + I_{x1} = \int_{A_{k2}} p_2 dA + \int_{A_{k2}} \rho (U_{x2})^2 dA + F_s \quad (3.7)$$

F_s ist die Stützkraft, die aufgrund der Wandschubspannung an den Lamellen und am Zylinder, sowie der Druckkräfte auf den eingebauten Körper entsteht, oder anders ausgedrückt, die Rippen-Rohr-Konfiguration übt eine Resistenzkraft auf die Strömung im Kontrollraum aus. Mittels eines Fadens wurde die Stützkraft F_s aus dem Kontrollraum durch die Kontrollfläche A_{x2} geführt. Weil der Faden sehr dünn ist, ist sein Einfluß auf die Kontrollfläche A_{x2} vernachlässigbar. Bei der Messung ist die Stützkraft F_s gleich der Gewichts-differenz der Rippen-Rohr-Konfiguration zwischen den Fällen mit und ohne Strömung. Nach Umformung erhält man:

$$- \left(\int_{A_{k2}} p_2 dA - p_1 A_k \right) = F_s + \left(\int_{A_{k2}} \rho (U_{x2})^2 dA - I_{x1} \right) \quad (3.8)$$

- Druckkraftänderung = Stützkraft + Impulsstromänderung
in x-Richtung

Diese Gleichung zeigt, daß die Druckkraft ($p_1 A_k - \int p_2 dA$) in die Stützkraft F_s und Impulsstromänderung umgewandelt wird.

Die Strömungsverlust- oder Förderleistung P_G eines Wärmetauschers ist in der Regel definiert als Druckverlust mal mittlerer Geschwindigkeit mal freier Strömungsquerschnitt. Wenn der Druck p_2 auf der Kontrollebene A_{k2} konstant angenommen wird, folgt aus Gl. 3.8:

$$P_G = - U_0 \left(\int_{A_k} p_2 \cdot dA - p_1 \cdot A_k \right) = - U_0 (p_2 - p_1) A_k$$

$$= U_0 \cdot F_s + U_0 \left(\int_{A_k} \rho (u_{x2})^2 \cdot dA - I_{x1} \right) = U_0 \cdot F_s + U_0 \cdot \Delta I_x \quad (3.9)$$

Die Bestimmung der Impulsstromänderung durch die Messungen der Geschwindigkeitsverteilung ist ein sehr aufwendiges Verfahren, und die Ergebnisse hängen stark von der Lauflänge der Strömung bis zur Meßebeane ab. Das Verfahren der Druckbestimmung erwies sich bei den Untersuchungen als ein ungeeignetes Verfahren, da die Unterschiede im Druckabfall zwischen den Meßanordnungen unterschiedlicher Wirbelerzeugeranordnungen nur in Größenordnung von 10^{-6} - 10^{-7} bar liegen. Dagegen schwanken die Meßwerte bis zu 10^{-6} bar. Die Fluidkraftmessung ist dagegen empfindlicher und stabiler.

Mit einem numerischen Verfahren untersuchte Günterman /45/ ein an einer Lamelle angestelltes Wingletpaar in Kanalströmung. Dabei ist der Anstellwinkel der Winglets $\beta=35^\circ$ und $Re_H=1500$. Die Ergebnisse zeigten, daß die durch Impulsstromänderung erzeugte Verlustleistung $U_0 \cdot \Delta I_x$ nur 6.5% der gesamten Strömungsverlustleistung beträgt, wenn die Meßebeane 10 Flügellängen hinter den Wirbelerzeugern ist. Daher ist es zulässig, die im Versuch ermittelte Fluidkraft ΔF auf die Versuchskonfiguration als Maß für die Strömungsverlustleistung P_G zu benutzen.

4. VERSUCHSERGEBNISSE

4.0 Untersuchungsgeometrien und charakteristische Kennzahlen

Bevor auf die Versuchsergebnisse eingegangen wird, werden zunächst die Anordnung und die Kennzahlen in Abb. 4.1 dargestellt. Bei den Untersuchungen wurde ausschließlich ein Deltawingletpaar als Längswirbelerzeuger aus der Rippe ausgestanzt. Die Geometrie des Winglets bleibt bei allen Untersuchungen ungeändert. Die Hinterkantenhöhe des Winglets ($b/2$) beträgt 10 mm, die Länge L 20 mm (siehe Abb. 4.1). Das Seitenverhältnis des Winglets Λ ist gleich 2 ($\Lambda = b^2/2A$, A : Fläche des Winglets). Die Position des Zylinders ist 150 mm entfernt von der Vorderkante in der Rippenmitte. Der Durchmesser des Zylinder beträgt 50 mm. Das Untersuchungsgebiet auf den Lamellen ist in Abb. 4.1 mit gestrichelter Linie gezeichnet.

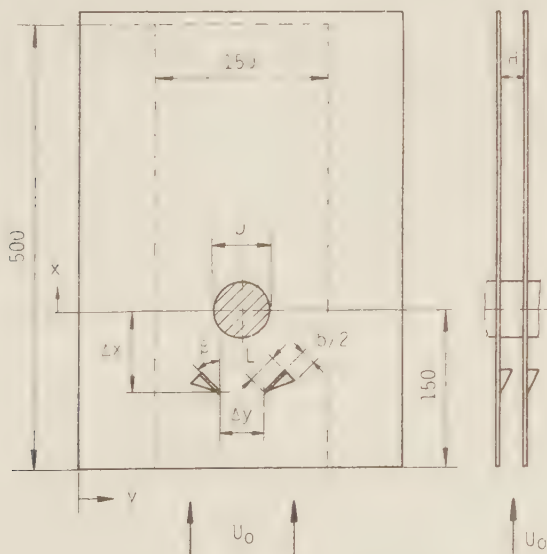


Abb. 4.1 Untersuchungsgeometrien und charakteristische Kennzahlen.

Durch eine seitliche Wiederholung der jeweiligen Winglet-anordnung außerhalb des Untersuchungsgebiet wurde entlang der Grenze der untersuchten Fläche Symmetrie der Strömung annähernd sichergestellt.

Untersuchte Parameter sind folgende (siehe Abb. 4.1):

- 1) der dimensionslose relative Abstand der Winglets zum Zylinder in Strömungsrichtung,
 $\Delta x/D: -1.2 \sim -2.0, 0.5 \sim 1.1,$
Ein Wingletpaar vor dem Zylinder liefert einen negativen Abstand.
- 2) der dimensionslose seitliche Abstand der Winglets,
 $\Delta y/D: 0.4 \sim 1.2,$
- 3) der durch Hauptströmungsrichtung definierte Anstellwinkel,
 $\beta: 25^\circ \sim 55^\circ,$
- 4) die auf den Rippenabstand bezogene Reynoldszahl,
 $Re_H: 2000 \sim 5300.$

4.1 Wirbelstruktur

Schwerpunkte bei der Untersuchung der Strömungsstruktur ist das Totwassergebiet hinter dem querangeströmten Zylinder und ihre Modifizierung durch die Beeinflussung der Wirbelerzeuger.

Die Bildung eines Totwassergebietes im Nachlauf eines angeströmten Zylinders ist die Hauptursache für den Rohrwiderstand. Die Position des Ablösepunktes der Rohrgrenzschicht bzw. die Ausdehnung des Totwassergebietes sind dabei charakteristische Größen. Es gibt seit langem Versuche, den Ablösepunkt der Rohrgrenzschicht künstlich auf die Rückseite des Rohres zu verschieben, um die Größe des Totwassergebietes und somit den Rohrwiderstand zu verringern. Die Untersuchung von Johnsen /36/ ist eines der Beispiele. Die Untersuchungen von Goldstein /37,38/ und Jones /39,43/ zeigen, daß der Wärmeübergang an den Rippen direkt hinter einem Rohr schlecht ist (siehe Kap. 2.2). Lokale Rückströmung in Verbindung mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten und geringem Fluidaustausch sind die Ursache. Zur Verbesserung des Wärmeübergangs an den Rippen und zur Verringerung des Widerstandes der Rippen-Rohr-Konfiguration ist deshalb die Modifizierung dieser Ablösegebiete hinter dem Zylindern notwendig. Bei den Untersuchungen der Strömungsstruktur wurde ein Deltawingletpaar in der Umgebung des Rohres aus der Rippe ausgestanzt und die Wirkung des entstehenden Längswirbels auf die Strömungsform um das Rohr untersucht.

Ausgangspunkt und Referenzfall der Untersuchungen ist die Struktur der Strömung für den Fall des querangeströmten Zylinders im Kanal ohne Wirbelerzeuger. Untersuchungsmethode ist die Strömungssichtbarmachung. Der Rauch wurde von außen durch ein kleines Rohr (Durchmesser 5 mm) in die Mitte der Meßstrecke in Anströmungsrichtung eingeblasen. Die Einblaseposition ist ca. 250 mm vor dem Zylinder. Neben der Meßstrecke ist ein Stroboskop angeordnet, der die Rauchströmung mit einer gewissen Frequenz beleuchten kann. Wenn die

Beleuchtungsfrequenz des Stroboskops genau gleich der Frequenz der Karmanschen Wirbelstraße ist, bleibt die Struktur der Wirbelstraße bei den Beobachtungen bzw. den Photographien ungeändert. Daraus wird die Frequenz der Wirbelstraße ermittelt. Um Spiegelungen an den transparenten Wänden der Meßstrecke zu vermeiden, wurde alle andere Raumbeleuchtung bei den Untersuchungen ausgeschaltet. Die Beobachtungsrichtung ist parallel zur Zylinderachse. Abb. 4.2 zeigt die schematische Darstellung des Versuchsaufbaus.

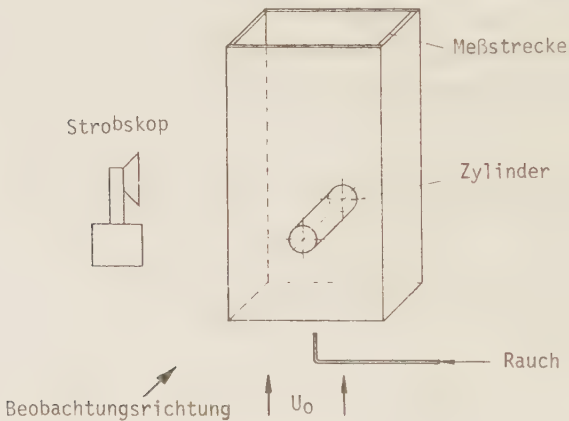


Abb. 4.2 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus der Strömungssichtbarmachung.

Abb. 4.3 zeigt beispielhaft ein Versuchsergebnis. Ein Rohr mit einem Durchmesser von 29 mm und einer Länge von 160 mm wurde in der Meßstrecke eingesetzt. Das Verhältnis D/H ist deshalb gleich 0.18.

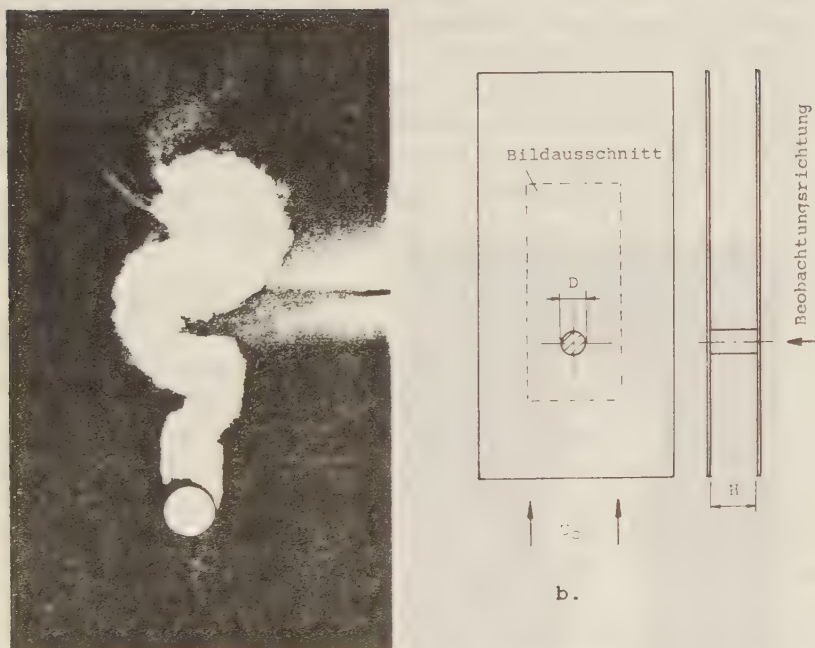


Abb.4.3 Strömungsstruktur hinter einem Rohr, Bildausschnitt siehe b, Beleuchtungsfrequenz des Stroboskops: 14.5 Hz, Rohrdurchmesser: 29 mm, Anströmungsgeschwindigkeit 1.9 m/s, die daraus ermittelte Strouhalzahl $Sh=0.22$, ($Sh=f \cdot D/U$), $Re_D=3500$, Abstand der Platte: 160 mm; $D/H=0.18$, Bl.1.4, 1/4 s, 3200 ASA.

Direkt hinter dem Rohr ist ein Totwassergebiet erkennbar, das eine relative stabile Kontur hat. Die Länge des Gebiets beträgt ca. 1.5-2.0 D, die Breite des Totwassergebietes ist größer als der Durchmesser des Rohres. Hinter dem Gebiet wird deutlich eine Wirbelstraße gebildet, die mit einer allmählich vergrößerten Amplitude in Richtung senkrecht zur Hauptströmung schwankt. Die Frequenz der Wirbelstraße ist nach dem Stroboskop gleich 14.5 Hz. Die daraus ermittelte Strouhalzahl Sh ($=f \cdot D/U$) ist gleich 0.22.

Besitzt das Rohr an beiden Enden begrenzte Platten, so erwartet man eine dämpfende Wirkung der Platten auf die periodische Wirbelströmung. Je geringer der Plattenabstand ist, desto stärker sollte diese Wirkung sein. In Abb.4.4 ist das Rohr mit gleichem Durchmesser (29 mm) zwischen zwei Platten eingebaut. Der Abstand der Platten ist 30 mm und das Verhältnis D/H ist deshalb gleich 0.97.

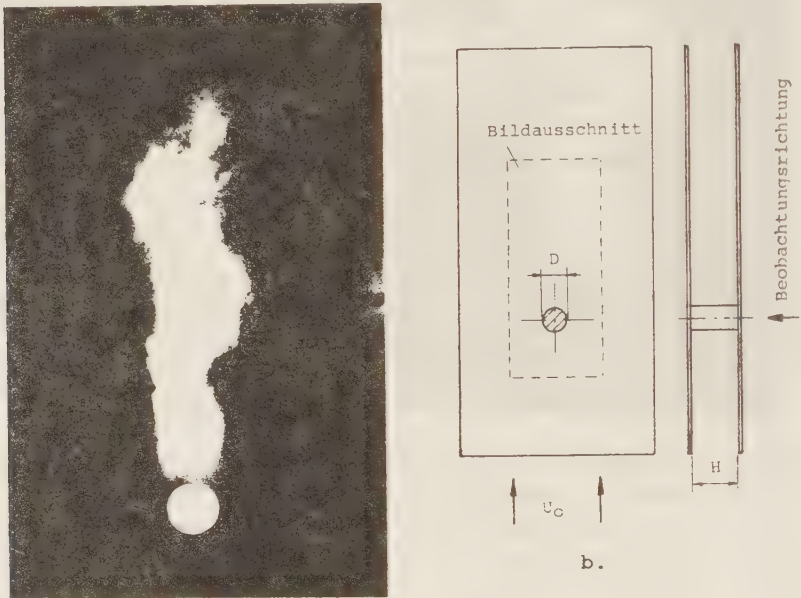


Abb.4.4 Strömungsstruktur hinter dem Zylinder, Bildausschnitt siehe b, Durchmesser des Zylinders 29 mm, Abstand der Platten 30 mm, $D/H=0.97$, Anströmungsgeschwindigkeit 1.9 m/s, $Re_D=3500$, Bl.1.4, 1/4 s, 3200 ASA.

Unmittelbar hinter dem Rohr ist das Gebiet noch stabil. Dahinter wurde trotz der dämpfenden Wirkung der Platten eine Wirbelstraße bei den Untersuchungen beobachtet. Aber die Frequenz der Wirbelstraße ist in dem Fall instationär. Das heißt, die Struktur der Wirbelstraße kann nicht bei den

Beobachtungen durch die Regelung der Stroboskopsfrequenz stationär gehalten werden. Außerdem ist die Amplitude der Oszillation offensichtlich kleiner als die in Abb. 4.3. Dieses Ergebnis deckt sich mit numerischen Untersuchungsergebnissen von Kiehm /42/. Untersuchungen darüber, inwieweit diese Oszillation erhalten bleibt, und welche Rolle dabei das Verhältnis D/H spielt, stehen noch aus. Weitere systematische Untersuchungen in diesem Gebiet sind notwendig.

Um die Feinstruktur des Totwassergebiets hinter dem Zylinder zu untersuchen, wurde die Rauchströmung mittels einer Laserlichtebene geschnitten. Die Laserschnittebene ist parallel zur Anströmung und senkrecht zur Zylinderachse. In diesem Fall wurde der Rauch von einem 10 mm breiten Gebiet auf der Zylinderfrontseite durch Öldirektverdampfung erzeugt. Abb. 4.5 zeigt die schematische Darstellung des Versuchsaufbaus. Die Strömungsstruktur ist nur im Bereich der Laserschnittebene sichtbar. Die Wahl eines 10 mm breiten Raucherzeugers gewährleistet, daß die Beobachtungen und die Photographien nur wenig durch den Rauch außerhalb der Laserschnittebene behindert werden.

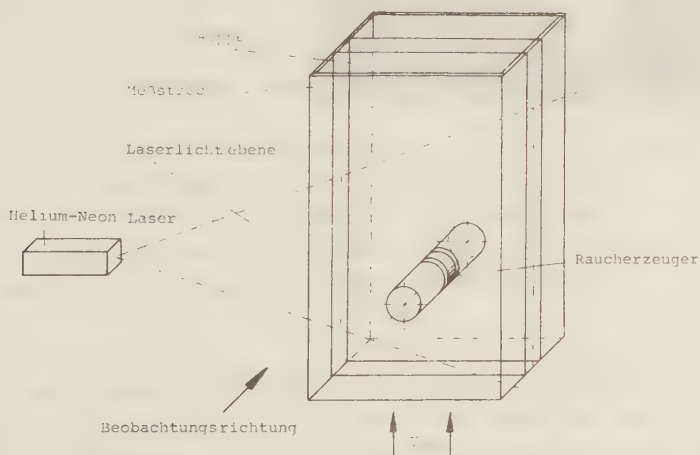


Abb.4.5 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus der Strömungsvisualisierung.

Abb.4.6 zeigt die Struktur des Totwassergebiets hinter einem Zylinder. Dabei ist ein Rohr mit einem Durchmesser von 50 mm zwischen zwei Platten eingebaut. Der Abstand der Platten ist 20 mm und das Verhältnis D/H ist deshalb gleich 2.5. Der Laserlichtschnitt ist in der Mittelebene zwischen den beiden Platten (siehe Abb. 4.6 b). Die Beobachtungsrichtung ist parallel zur Rohrachse.

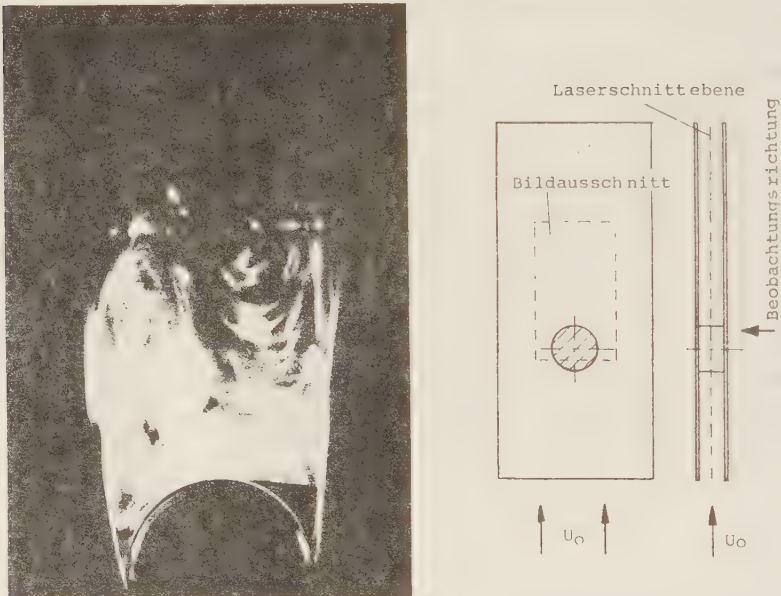


Abb. 4.6 Struktur des Totwassergebiets hinter dem Zylinder, Laserlichtschnitt ist in der Mittelebene zwischen zwei Platten, Abstand der Platten 20 mm, $D/H=2.5$, $Re_D=3200$, die Anströmungsgeschwindigkeit 1.0 m/s, Bildausschnitt siehe b, Bl. 1.4, 1/15 s, 1600 ASA.

Abb. 4.6 zeigt, daß die Struktur des Totwassergebiets nicht erkennbar geändert wird. Das heißt, die Länge des Totwassergebietes beträgt wiederum ca. $2.0 D$, die Breite ca. $1.2 D$. Die Ablösung der Rohrgrenzschicht findet wie in Abb. 4.3 vor der dicksten Stellen des Rohres statt. Am Ende des Totwas-

sergebietes lassen sich während des Versuches die wechselseitigen Wirbelbildungen beobachten. Das bedeutet, daß die Wirbelströmung hinter dem Totwassergebiet für $D/H=2.5$ noch instationär ist.

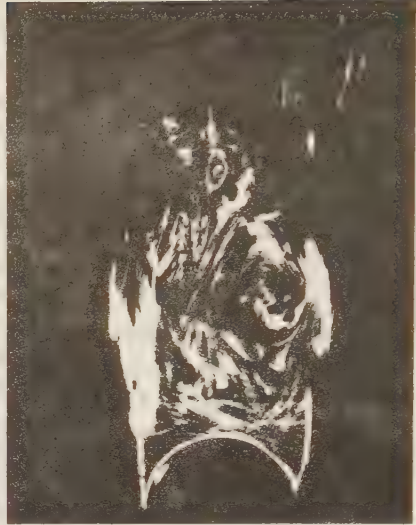
Im Totwassergebiet ist eine Rückströmung, die die Rauchteilchen entlang der Mitte des Gebietes zur Rückseite des Rohres führt, bei den Untersuchungen beobachtet. Darin sind keine Wirbel erkennbar. Die Rückströmung beginnt im Abstand von ca. 1.5 Durchmesser direkt hinter dem Rohr.

Im folgenden wird der Einfluß der Winglets, die in Rohrnähe aus der Rippe ausgestanzt werden, auf die Strömungsstruktur des Ablösegebiets diskutiert.

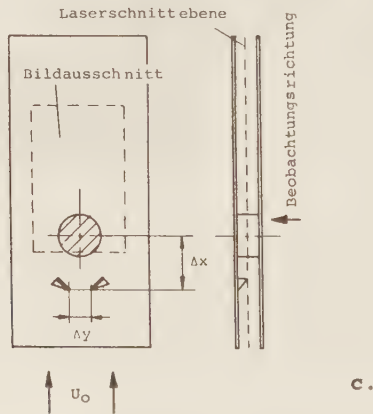
Zunächst sei ein Wingletpaar vor dem Rohr aus der Rippe ausgestanzt. In Abb. 4.7 a ist der seitliche Abstand der Winglets $\Delta y/D$ gleich 0.6 und in Abb. 4.7 b 1.2 bei gleicher Reynoldszahl. Der relative Abstand zwischen Wingletpaarspitzen und dem Zylindermittelpunkt $\Delta x/D$ ist für beide Fälle gleich -1.6. Die Raucherzeugung erfolgt weiter direkt an der Rohroberfläche.



a) Wingletposition: $\Delta y/D=0.6$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$.



b) Wingletposition: $\Delta y/D=1.2$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$.



c.

Abb.4.7 Strömungsstruktur hinter einem Zylinder im Kanal mit Wingletpaar vor dem Rohr, Lamellenabstand: 20 mm, Durchmesser der Zylinder 50 mm, $D/H=2.5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Laserlichtschnitt in der Mittelebene zwischen beiden Lamellen, Bildausschnitt siehe c, $1/15$ s, Bl.1.4, 1600 ASA.

Die wechselseitige Wirbelbildungen können deutlich in beiden Bildern erkannt werden. Die Länge des Totwassergebietes beträgt wieder ca. 2 Durchmesser wie im Fall ohne Wirbel-erzeuger (siehe Abb. 4.6). Der seitliche Wingletabstand $\Delta y/D$ hat einen deutlichen Einfluß auf die Breite des Ablöse-gebiets. Eine mögliche Erklärung ist folgende:

Die Rohrfrontseite hat offensichtlich einen ablenkenden bzw. dämpfenden Einfluß auf den durch Winglets erzeugten Längs-wirbel bei einer Position der Winglets vor dem Rohr. Für kleine Werte von $\Delta y/D$ (z.b. $=0.6$, siehe Abb. 4.7 a) wird der Einfluß stärker, weil die axiale Richtung der Längswirbel bei der Umströmung des Rohres dauerhaft geändert wird. Für größere Werte von $\Delta y/D$ (z.b. $=1.2$, siehe Abb. 4.7 b) werden die Längswirbel dagegen weniger umgelenkt und gedämpft, dadurch kann mehr kinetische Energie im Ablösebereich in die Rohrgrenzschicht eingeführt werden. Das verursacht eine Ver-schiebung des Ablösepunktes auf die Rückseite des Rohres, die Breite des Totwassergebiets wird ebenfalls verringert. Abb. 4.7 zeigt qualitativ das Ergebnis.

Wenn das Wingletpaar neben dem Rohr ausgestanzt wird, scheint das Totwassergebiet verbreitert. Abb. 4.8 zeigt das Ergebnis. Zwei helle Linien im Bild zeigen die Grenzen des Totwassergebietes. Man kann bei den Untersuchungen die wech-selseitige Wirbelbildung beobachten, im Bild ist der Wirbel an der rechten Seite des oberen Bereich größer als der an der linken Seite. Der Rückströmungsbereich im Totwasserge-biet ist deutlich verbreitert. Abb. 4.9 zeigt schematisch die Erklärung.

Wegen des Einflusses der Umströmung der Rohrfrontseite er-folgt die Anströmung des Wingletpaars nicht parallel, son-der in einen Winkel zur Hauptströmung. Der hinter dem Wingletpaar erzeugte Längswirbel strömt offenbar weiter in dieser Richtung, dadurch wird das Totwassergebiet ver-breitert.

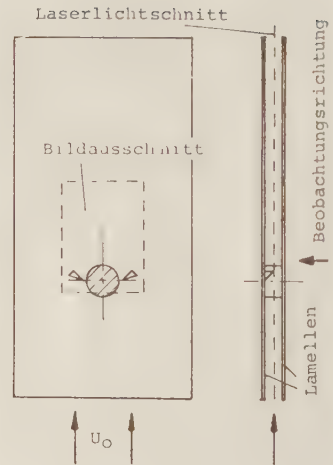


Abb.4.8 Wingletpaar seitlich vom Rohr; $\Delta y/D=1.2$, $\Delta x/D=0$, Anstellwinkel $\beta=45^\circ$, Abstand der Rippen: 20 mm, $D/H=2.5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Laserlichtschnitt in der Mittelebene zwischen beiden Rippen; 1/15 s, Bl.1.4, 1600 ASA.

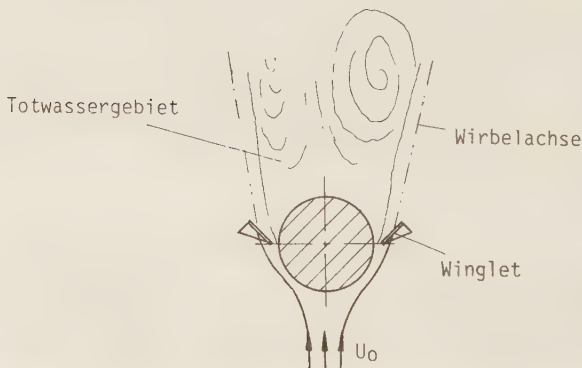


Abb. 4.9 schematische Darstellung der Strömungsstruktur zur Abb.4.8, die Wirbelachse ist so definiert, daß die Sekundärströmung um sie rotiert.

Wenn das Wingletpaar hinter dem Rohr in Rohrnähe aus der Rippe ausgestanzt wird, erfolgt eine wesentliche Beeinflussung des Totwassergebiets. Die Ergebnisse zeigen, daß der seitliche Abstand der Winglets $\Delta y/D$ dabei eine wichtige Rolle spielt. Bei kleinem Seitenabstand $\Delta y/D < 0.5$ befindet sich das Wingletpaar vollständig im Totwassergebiet und die Ausdehnung des Totwassergebiets bleibt scheinbar ungeändert. Abb. 4.10 zeigt das Ergebnis.

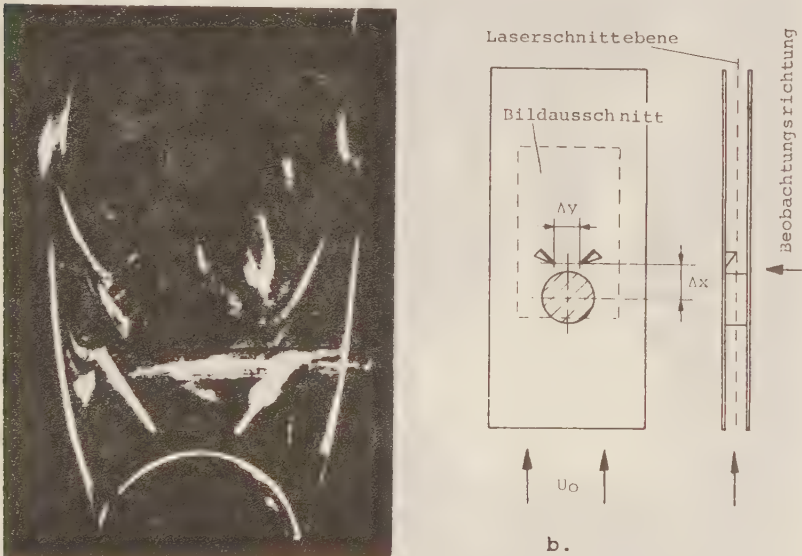
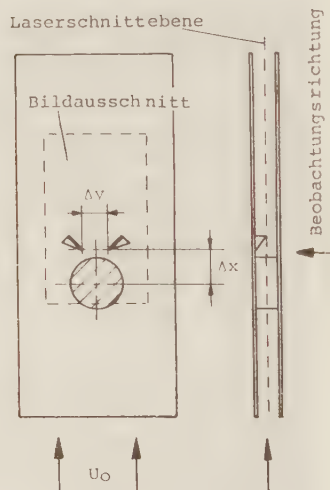


Abb.4.10 Strömungsstruktur für Wingletpaar hinter dem Rohr; Wingletsposition: $\Delta y/D = 0.4$, $\Delta x/D = 0.6$, Anstellwinkel $\beta = 45^\circ$, Abstand der Rippen: 20 mm, $D/H = 2.5$ $Re_D = 3200$, Geschwindigkeit $U = 1.0$ m/s, Laserlichtebene in der Mittelebene zwischen beiden Rippen, Bildausschnitt siehe b, 1/15 s, Bl. 1.4, 1600 ASA.

Hinter dem Wingletpaar sind keine strukturierten Längswirbel erkennbar. Der Grund dazu liegt darin, daß die Strömungsrichtung im Totwassergebiet unregelmäßig ist und damit keine definierte Anströmung der Ablösekante des Wirbelerzeugers erfolgt. Außerdem ist die wechselseitige Wirbelbildung am

Ende des Totwassergebietes nicht erkennbar. Vermutlich hat das Wingletpaar eine dämpfende Wirkung auf diese wechselseitige Ablösung.

Nimmt der seitliche Abstand der Winglets $\Delta y/D$ den Wert 0.9 an, ändert sich das Totwassergebiet stark. Dies kann man in Abb. 4.11 erkennen.



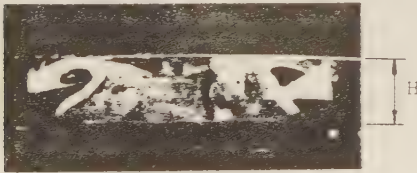
b.

Abb.4.11 Strömungsstruktur für Wingletpaar hinter dem Rohr, Wingletsposition: $\Delta y/D=0.9$, $\Delta x/D=0.6$, Anstellwinkel $\beta=45^\circ$, Abstand der Rippen 20 mm, $D/H=2.5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Laserlichtschnitt in der Mittelebene zwischen beiden Rippen, Bildausschnitt siehe b; 1/15 s, Bl. 1.4, 1600 ASA.

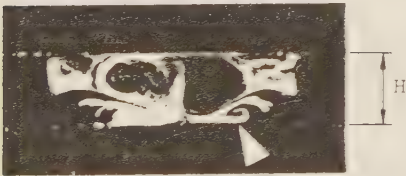
Abb. 4.11 zeigt, daß die Strömung hinter dem Rohr an der Vorderkante der Winglets ablöst und sich über den Winglets zu zwei Längswirbeln aufrollt, die anfangs leicht aufeinander zu- und dann auseinanderströmen. Das Totwassergebiet

wird dadurch stark verdrängt. Zwei kürzere helle Linien (siehe Pfeil) vor den Winglets zeigen das Gebiet. Eine Rückströmung in dieser Zone ist nicht eindeutig auszumachen. Wechselseitige Wirbelbildungen oder periodische Effekte können in den Bildern und auch bei den Untersuchungen selbst nicht beobachtet werden. Das läßt jedoch keine Aussage über das tatsächliche Vorhandensein solcher Phänomene zu. Es kann z.B. eine starke Dämpfung der Amplitude der Schwankung eingetreten sein, sodaß die verwendeten Meßmethoden keine Ergebnisse mehr liefern können. Für eine endgültige Beurteilung sind weitere Untersuchungen mit anderem Verfahren notwendig.

Laserlichtschnitt senkrecht zur Wirbelachse sind in Abb.4.12 dargestellt. In Abb. 4.12 a ist die Laserlichtschnitt 10 mm und Abb. 4.12 b 40 mm hinter dem Wingletpaar.



a) Laserlichtschnitt 10 mm hinter dem Wingletpaar.



b) Laserlichtschnitt 40 mm hinter dem Wingletpaar.

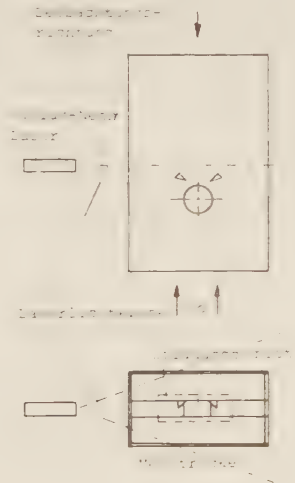


Abb.4.12 Querschnitt der Längswirbel hinter dem Wingletpaar, Wingletposition: $\Delta y/D=0.9$, $\Delta x/D=0.6$, Anstellwinkel $\beta=45^\circ$, Abstand der Rippen: $H=20$ mm, $D/H=2.5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Beobachtungsrichtung parallel zur Hauptströmung von der Rückseite des Zylinders, 1/15 s, Bl. 1.4, 1600 ASA.

Zwei rotierende elliptische Wirbelstrukturen sind im Abb. 4.12 a deutlich erkennbar. Die langen Halbachsen der Ellipsen stehen in einen Winkel zur Kanalwand. In Abb.4.20 b ist die Laserlichtebene 40 mm hinter dem Wingletpaar. Alle anderen Bedingungen sind die gleichen wie vorher. Der Abstand der beiden Längswirbel erscheint hier deutlich verkleinert. Die Struktur der Wirbel ist verändert, aufgrund der Annäherung der Wirbel ist die elliptische Verformung verschwunden. An der dem Wirbelerzeuger gegenüberliegenden Kanalwand werden zwei sekundäre Wirbel (siehe Pfeil) beobachtet.

Bei den Untersuchungen wurde festgestellt, daß diese effektive Wirkung des Wingletpaars in Bezug auf eine Veränderung des Totwassergebiets bzw. eine Entstehung des Längswirbelpaars nur für den Fall auftritt, wenn der seitliche Abstand der Winglets $\Delta y/D$ zwischen 0.6 und 1.1 liegt. Dieses Ergebnis läßt sich eventuell durch Abb. 4.13 erklärt werden. In Abb. 4.13 ist Δy_h der Abstand der Hinterkanten der Wirbelerzeuger:

$$\Delta y_h = \Delta y + 2L \cdot \sin \beta$$

L: Länge der Winglets, β : Anstellwinkel,

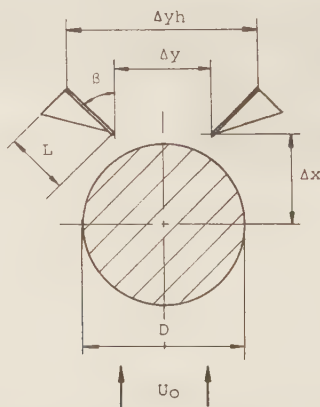


Abb. 4.13 Schematische Darstellung für die Anordnung der Winglets in Zylindernähe.

Eine effektive Modifizierung des Totwassergebietes wird wahrscheinlich nur unter dieser Bedingung verursacht, wenn Δy_h größer als die Breite des Totwassergebietes ist. Das heißt, sobald die Hinterkante der Winglets über die Grenze des Totwassergebietes hinausragt, löst sich die Anströmung von Winglets ab und verdrängt weiterhin das Totwassergebiet nach innen, bis zu ein Längswirbelpaar vollständig hinter den Winglets gebildet wird. Das gilt für alle Werte von $0.6 < \Delta y/D < 1.1$. Für $\Delta y/D > 1.1$ steht das Wingletpaar vollkommen außerhalb des Totwassergebiets. Die Wirkung der Winglets auf das Totwassergebiet ist deshalb gering.

Diese Untersuchung wurde auch bei dem Rippenabstand $H=10$ mm gemacht. Weil die Hinterkante der Winglets bei den Untersuchungen konstant gehalten wird ($b/2=10$ mm, siehe Abb.4.1), ist die Versperrung $(b/2)/H$ für diesen Fall 1 im Gegensatz zur bisherigen Anordnung, wo die Versperrung $(b/2)/H$ gleich 0.5 war. Die Wingletsposition, Anstellwinkel und Reynoldszahl sind für beide Anordnungen gleich. Abb. 4.14 zeigt das Ergebnis.

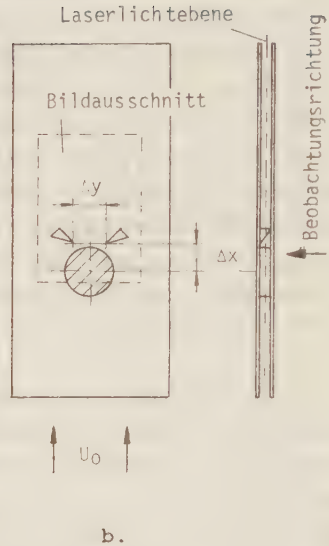
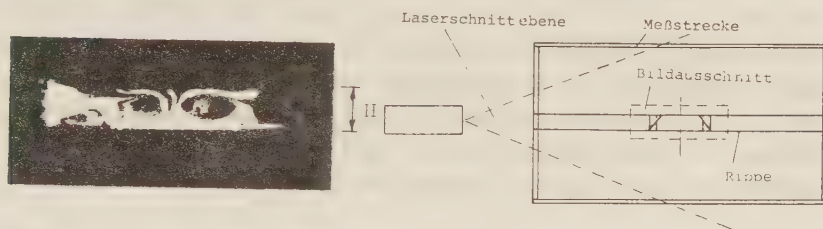


Abb.4.14 Strömungsstruktur für Wingletpaar hinter dem Rohr
Wingletsposition: $\Delta y/D=0.9$, $\Delta x/D=0.6$, Anstellwinkel: 45° , Rippenabstand: $H=10$ mm, $D/H=5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Laserlichtschnitt in der Mittelebene zwischen beiden Rippen, Bildausschnitt siehe b, $1/15$ s, Bl. 1.4, 1600 ASA.

Im Vergleich mit Abb. 4.11 wird das Totwassergebiet noch deutlicher verdrängt. Hinter den Winglets strömt das Fluid in einem größeren Winkel aufeinander zu. Ein dreieckiges Gebiet wird hinter beiden Winglets und dem Rückseite des Zylinders gebildet. Darin ist ein Wirbel erkennbar, dessen Achse parallel zur Zylinderachse ist. Beobachtungen zeigten, daß die Bildung des Wirbels wechselseitig auftritt. Dieses Strömungsphänomen verdeutlicht die Instationarität der Strömung hinter dem Zylinder, obwohl das Totwassergebiet durch das Wingletpaar stark geändert wird. Für die quantitative Untersuchung der Instationarität der Strömung hinter dem Winglet sind wie vorher gesagt wurde, weitere Untersuchungen mit anderem Verfahren, z.B. Hitzdraht-Anemometer, notwendig.

Abb. 4.15 zeigt den Querschnitt der Strömung, die Laserlichtschnitt ist senkrecht zur Strömungsrichtung 20 mm hinter dem Wingletpaar. Hier läßt sich auch eine elliptische Verformung des Längswirbelpaars beobachten. Die lange Achse der Wirbel ist dabei parallel zur Kanalwand.



b.

Abb.4.15 Querschnitt der Längswirbeln hinter dem Wingletpaar; Rippenabstand: $H=10$ mm, $D/H=5$, $Re_D=3200$, Geschwindigkeit $U=1.0$ m/s, Versperrung $(b/2)/H=1$, Wingletposition: $\Delta y/D=0.9$, $\Delta x/D=0.6$, Anstellwinkel: $\beta=45^\circ$; Laserlichtschnitt senkrecht zur Hauptströmung 20 mm hinter dem Wingletpaar, Beobachtungsrichtung parallel zur Hauptströmung von der Rückseite des Zylinders, Bildausschnitt siehe b, 1/15s, Bl. 1.4, 1600 ASA.

Zusammenfassend läßt sich folgendes festhalten. Das hinter dem Rohr aus der Rippe ausgestanzte Wingletpaar hat eine effektive Wirkung auf das Totwassergebiet. Dabei spielt der seitliche Wingletsabstand $\Delta y/D$ eine wichtige Rolle. Für $0.6 < \Delta y/D < 1.1$ wird die Struktur des Totwassergebietes vollkommen geändert. Ein Längswirbelpaar wird hinter dem Wingletpaar erzeugt und strömt entlang der Rippenmitte direkt hinter dem Rohr. Die Rückströmung, wenn auch noch vorhanden, ist auf ein kleines Gebiet zwischen Rohr und Winglets beschränkt. Die Wirkung der Strömungsänderung auf den Widerstand der Rippen-Rohr-Konfiguration und den Wärmeübergang an der Rippe in Rohrnähe wird in den folgenden Kapiteln diskutiert.

4.2 Widerstandsmessung

Bei allen Fluidkraftmessungen bleiben grundsätzlich Geometrie, Maße und Anordnung der Rippen-Rohr-Konfiguration ungeändert. Das heißt, die Versuchskonfiguration besteht aus 3 Rippen und zwei Rohrstücken, jede Rippe hat die Abmessungen von $0.15 \times 0.5 \text{ m}^2$ und eine Dicke von 0.8 mm (siehe Kap. 3.4.1). Der Durchmesser des Rohres ist 50 mm, der Abstand der Rippen 20 mm. Der Rohr befindet sich 150 mm entfernt von der Vorderkante der Rippe und in der Rippenmitte. Variiert werden für diese Grundgeometrie Position und Anstellwinkel des Winglets sowie Reynoldszahl.

Für diese unterschiedlichen Parameter können entsprechende Kraftbeiwerte C_F anhand der gemessenen Fluidkräfte ΔF mittels Gl.3.3 ermittelt werden. Die Definitionen von ΔF und C_F sowie die experimentelle Vorgehensweise zur Ermittlung wurden bereits im Kapitel 3.4 dargestellt. Dadurch kann die Abhängigkeit des Kraftbeiwerts C_F von Position, Anstellwinkel der Winglets und Reynoldszahl dargestellt werden. Es lassen sich auf diese Weise für die interessierenden Reynoldszahl-Bereiche Wingletanordnungen ermitteln, die minimalen Widerstand aufweisen. Referenzfall der Untersuchungen ist der Kraftbeiwert C_{F0} für den Fall ohne Wingletpaare bei ansonsten gleichen geometrischen Parametern, somit ist C_{F0} für jede Reynoldszahl, d.h., jede Strömungsgeschwindigkeit, eine Konstante.

Abb. 4.16 zeigt den bezogenen Kraftbeiwert C_F/C_{F0} und in Abhängigkeit vom dimensionslosen Abstand in Strömungsrichtung zwischen Zylinderachse und Spitze des Wingletpaars ($\Delta x/D$, siehe Abb. 4.1). Seitlicher Abstand der Winglets ($\Delta y/D$, siehe Abb. 4.1) und der Anstellwinkel jedes Winglets bleiben dabei konstant. Die Reynoldszahl Re_H beträgt 3000. Der untersuchte $\Delta x/D$ -Bereich ist $-2.0 \leq \Delta x/D \leq -1.2$ und $0.5 \leq \Delta x/D \leq 1.1$. Das negative Vorzeichen bedeutet, daß das Wingletpaar in Hauptströmungsrichtung vor dem Zylinder angestanz ist (siehe Abb. 4.1).

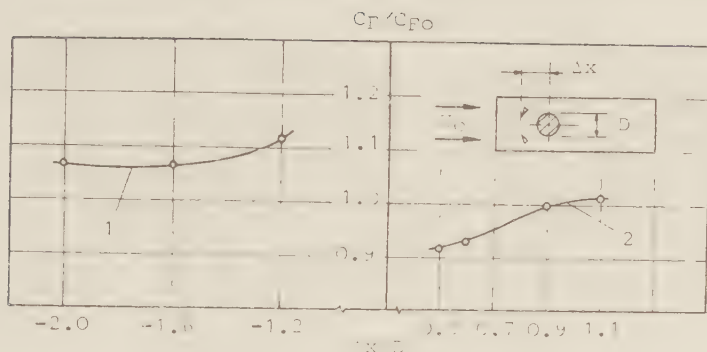


Abb. 4.16 Abhängigkeit zwischen C_F/C_{F0} und der relativ Position der Winglets in Längsrichtung $\Delta x/D$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$, $Re_H=3000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, C_F : Kraftbeiwert, $C_F=(\Delta F/2A)/(\rho/2 \cdot U^2)$; C_{F0} : Kraftbeiwert ohne Winglet, A : Rippenfläche $=150 \times 500$ mm², Kurve 1: Wingletpaar vor dem Zylinder, Kurve 2: Wingletpaar hinter dem Zylinder.

Kurve 2 zeigt den Verlauf für C_F/C_{F0} für das Wingletpaar hinter dem Zylinder. Im Bereich $0.5 \leq \Delta x/D \leq 0.9$ wird der Kraftbeiwert C_F im Vergleich zum Referenzfall ohne Wirbelerzeuger durch das Wingletpaar verringert. Eine abnehmende Tendenz von C_F/C_{F0} bleibt bis zu $\Delta x/D=0.5$. Dabei beträgt die Verringerung des Kraftbeiwerts ca. 8.5%. Dieses Ergebnis läßt sich folgendermaßen begründen. Bei der Anordnung ($\Delta x/D=0.5$, $\Delta y/D=0.8$) wurde das Totwassergebiet, wie bei den Sichtbar-machungen beobachtet wurde, durch das Wingletpaar erheblich verkleinert. Es tritt eine Wechselwirkung zwischen der Druckseite der Winglets und dem Unterdruckgebiet des Zylinders auf, das sich etwa beim dicksten Bereich des Zylinders und anschließend auf die Rückseite befindet. Dieses Strömungsphänomen verändert die Druckverteilung auf der Rückseite des Zylinders. Daraus resultiert eine Verringerung des Druckwiderstands des Zylinders. Abb. 4.17 zeigt die

schematische Darstellung der Wechselwirkung.

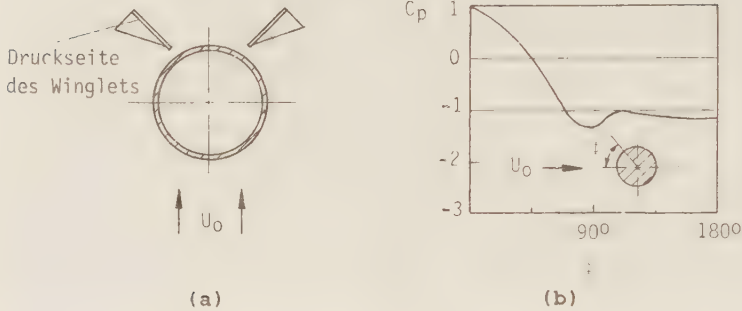


Abb.4.17 (a) schematische Darstellung der wechselwirkung zwischen Druckseite der Winglets und dem Unterdruckgebiet des Zylinders, (b) Verlauf des Druckbeiwertes bei der Kreiszyylinderströmung $/1/$, $C_p = (p - p_0) / (\rho / 2) \cdot U_0^2$.

Für Werte von $\Delta x/D > 0.9$, d. h., wenn das Wingletpaar nicht unmittelbar in der Ablösezone hinter dem Zylinder angestanzelt wird, ist die wechselseitige Wirkung gering. Die Druckverteilung auf der Rückseite bzw. der Zylinderwiderstand werden deshalb weniger beeinflusst.

Ebenfalls in Abb.4.16 dargestellt ist der Verlauf von C_F/C_{F0} für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1). Im untersuchten $\Delta x/D$ -Bereich ist C_F/C_{F0} größer als 1. Für $-1.6 \leq \Delta x/D \leq -1.2$ hat C_F/C_{F0} einen starken steigenden Verlauf, oder anders ausgedrückt, je näher das Wingletpaar vor dem Zylinder angestanzelt ist, desto mehr wächst der Kraftbeiwert der Anordnung. Für $\Delta x/D < -1.6$ hat C_F/C_{F0} einen flachen Verlauf.

Die Beziehung zwischen C_F/C_{F0} und dem seitlichen Abstand des Wingletpaars wird in Abb. 4.18 gezeigt. Für jede Kurve sind $\Delta x/D$, Anstellwinkel und Reynoldszahl Re_H konstant. Der untersuchte $\Delta y/D$ -Bereich ist $0.6 \leq \Delta y/D \leq 1.2$.

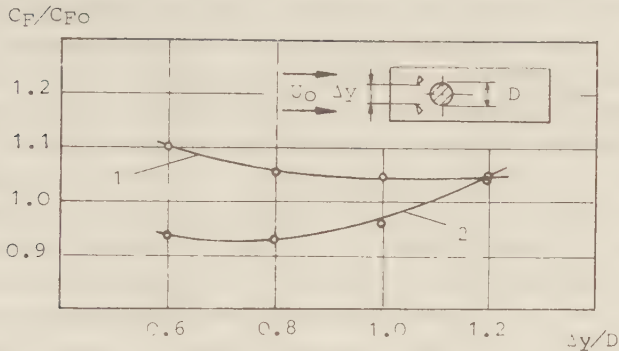


Abb.4.18 Verhalten des Kraftbeiwerts C_F/C_{F0} in Abhängigkeit vom seitlichen Abstand des Wingletpaars $\Delta y/D$, $((b/2)/H)=0.5$, $\beta=45^\circ$, $Re_H=3000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, C_F , C_{F0} : wie in Abb. 4.16,
Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,
Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

Für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1) ist C_F/C_{F0} für den untersuchten $\Delta y/D$ -Bereich immer größer als 1. Bei Vergrößerung des seitlichen Abstands läßt sich eine relative Verringerung von C_F/C_{F0} erkennen. Die Erklärung dazu wurde bei Sichtbarmachung dargestellt. Für größere Werte von $\Delta y/D$ (z.B. =1.2) wird das Längswirbelpaar weniger durch die Rohrfrentseite umgelenkt und somit gedämpft. Dadurch wird eine Verschiebung des Ablösepunktes der Zylinder Grenzschicht zur Rückseite hin begünstigt. Abb. 4.7 zeigt qualitativ das Ergebnis. Der Druckwiderstand des Zylinders wird dadurch offensichtlich verringert.

Kurve 2 zeigt in Abb. 4.18 den Verlauf von C_F/C_{F0} für das Wingletpaar hinter dem Zylinder. Zunächst nimmt C_F/C_{F0} mit dem Anstieg von $\Delta y/D$ leicht ab und erreicht bei etwa $\Delta y/D=0.8$ ein Minimum mit ca. 0.93 für den betrachteten Fall

$Re_H=3000$. Für weiter anwachsenden Seitenabstand ist eine steigende Tendenz zu erkennen. Bis zu $\Delta y/D=1.1$ ist der Kraftbeiwert niedriger als für den Fall ohne Wirbelerzeuger. Dieses Ergebnis stimmt gut mit den Überlegungen zur Sichtbarmachung überein, wo schon festgestellt wurde, daß der seitliche Abstand der Winglets eine wichtige Rolle bei der Modifizierung des Totwassergebietes spielt. Eine effektive Wirkung des Wingletpaars in Bezug auf eine Verkleinerung des Totwassergebiets bzw. eine Veränderung der Druckverteilung auf der Zylinderrückseite tritt nur für den Fall auf, daß $\Delta y/D$ zwischen 0.6 und 1.1 liegt. Für $\Delta y/D > 1.1$ steht das Wingletpaar vollkommen außerhalb des Totwassergebiets. Es findet keine bedeutende Wechselwirkung zwischen Wirbelerzeugern und Zylinder statt. Der durch das Wingletpaar erzeugte zusätzliche Widerstand erhöht den Kraftbeiwert der Gesamtanordnung.

Der Einfluß der Anstellwinkel auf C_F/C_{F0} wurde ebenfalls untersucht. Bei zwei ungeänderten Positionen ($\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$ und $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=-1.6$) wurde der Anstellwinkel des Wingletpaars relativ zur Hauptströmungsrichtung zwischen 25° und 55° variiert. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.19 gezeigt.

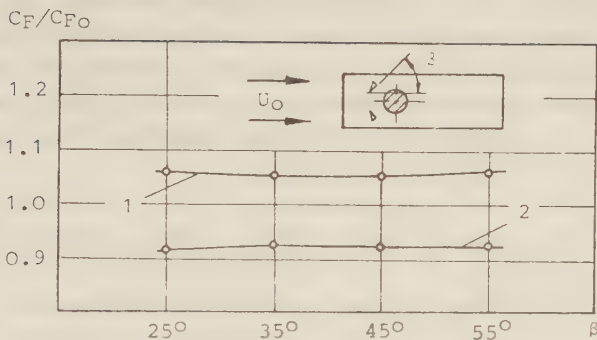


Abb.4.19 Verhalten des Kraftbeiwerts C_F/C_{F0} in Abhängigkeit vom Anstellwinkel β der Winglets relativ zur Hauptströmung,

$\Delta y/D=0.8$, $((b/2)/H)=0.5$, $Re_H=3000$; $H=20\text{mm}$, $D/H=2.5$,

C_F , C_{F0} : wie in Abb. 4.16,

Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,

Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

In Abb. 4.19 erkennt man, daß der Anstellwinkel scheinbar keinen bedeutenden Einfluß auf C_F/C_{F0} hat. Der Grund dafür liegt darin, daß die Beeinflussung des Totwassergebietes bzw. die Wechselwirkung zwischen Winglets und dem Rohr und somit die Veränderung der Druckverteilung auf der Rückseite des Rohres hauptsächlich von der Position der Winglets abhängt. Der Druckwiderstand der Winglets, der mit dem Anstieg des Anstellwinkels wächst, ist sicherlich ebenfalls vorhanden. Der Einfluß ist jedoch im untersuchten β -Bereich relativ gesehen zu gering, als daß konkrete Aussagen über seine Größe getroffen werden könnten.

Die Abhängigkeit des Kraftbeiwerts C_F/C_{F0} von der Reynoldszahl ist in Abb.4.20 dargestellt. Position und Anstellwinkel des Wingletpaars wurden bei den Messungen konstant gehalten. Der untersuchte Reynoldszahlbereich reicht von 1300 bis 5290

($Re_H = U \cdot H / \nu$, H : Rippenabstand). Wiederum wurden die Fälle unterschieden, daß die Wirbelerzeuger vor oder hinter dem Zylinder angeordnet sind. Kurve 1 kennzeichnet den Fall, daß das Wingletpaar vor dem Zylinder steht. Für $Re_H < 2500$ ist keine Abhängigkeit des Verhältnisses C_F / C_{F0} von der Reynoldszahl zu erkennen. Für $Re_H > 3000$ wird ein Anwachsen des Kraftbeiwerts von C_F / C_{F0} sichtbar.

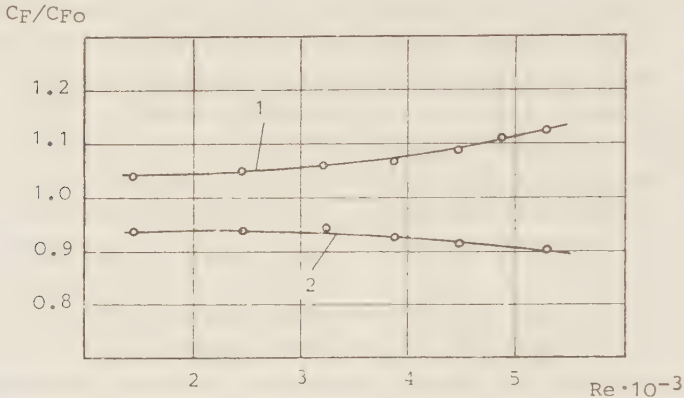


Abb. 4.20 Verhalten des Kraftbeiwerts C_F / C_{F0} in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re_H , $Re_H = U \cdot H / \nu$, $H = 20$ mm, $D/H = 2.5$, $(b/2)/H = 0.5$, C_F , C_{F0} : wie in Abb. 4.16, Referenzfall ohne Wingletpaar, Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder: $\Delta x/D = -1.6$, $\Delta y/D = 0.8$, $\beta = 45^\circ$, Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder: $\Delta x/D = 0.6$, $\Delta y/D = 0.8$, $\beta = 45^\circ$.

Der Verlauf von C_F / C_{F0} für das Wingletpaar hinter dem Zylinder ist in Abb. 4.20 durch Kurve 2 repräsentiert. Im Gegensatz zum Fall des Wingletpaares vor dem Zylinder hat Kurve 2 einen abnehmenden Verlauf für $Re_H > 3000$. Bis zu $Re_H = 5290$ erreicht C_F / C_{F0} das Minimum von ca. 0.90. Bei größeren Reynoldszahlen scheint das hinter dem Zylinder

ausgestanzte Wingletpaar eine stärkere Wirkung auf die Veränderung der Druckverteilung auf der Zylinderrückseite zu haben, durch die der Widerstand der Anordnung effektiv sinkt. Eine ähnliche Abhängigkeit von der Reynoldszahl wurde bei den Untersuchungen von Johnsen /36/ beobachtet. Dabei wurden Winglets direkt an den Zylinder angestellt.

Zusammenfassend läßt sich für die Messungen der Fluidkraft sagen, daß das hinter dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar einen effektiven Einfluß auf die Verringerung des Zylinderwiderstands hat. Die Position des Wingletpaars spielt hierbei eine wichtige Rolle, wie schon aus den Sichtbarmachungen deutlich wurde. Im untersuchten Bereich liegt das Maximum der Widerstandsverringerung mit ca. 10.0% bei $Re_H=5290$, $\Delta x/D=0.6$, $\Delta y/D=0.8$ und Anstellwinkel $\beta=45^\circ$. Dagegen ist C_F/C_{F0} für das Wingletpaar vor dem Zylinder immer größer als 1. Für diese Anordnung ist die günstige Position für den Widerstand: $\Delta x/D=-1.6$, $\Delta y/D>0.8$. Der Einfluß des Anstellwinkels scheint im untersuchten Bereich vernachlässigbar klein zu sein.

Aussagen über die Effizienz von Deltawinglets in Rippenrohr-Konfigurationen liefern die Ergebnisse der Kraftmessung alleine nicht. Die Güte der Maßnahmen läßt sich erst im Zusammenhang mit den Wärmeübergangsuntersuchungen beurteilen, die im folgenden dargestellt werden.

4.3 Struktur des Wärmeübergangs an der Lamellen

Die Struktur des Wärmeübergangs in der Nähe eines Zylinders an einer Rippe wird vom Hufeisenwirbel und der Strömung im Totwassergebiet geprägt. Dies ist in Abb. 4.21 beispielhaft gezeigt, um einen qualitativen Eindruck zu vermitteln.

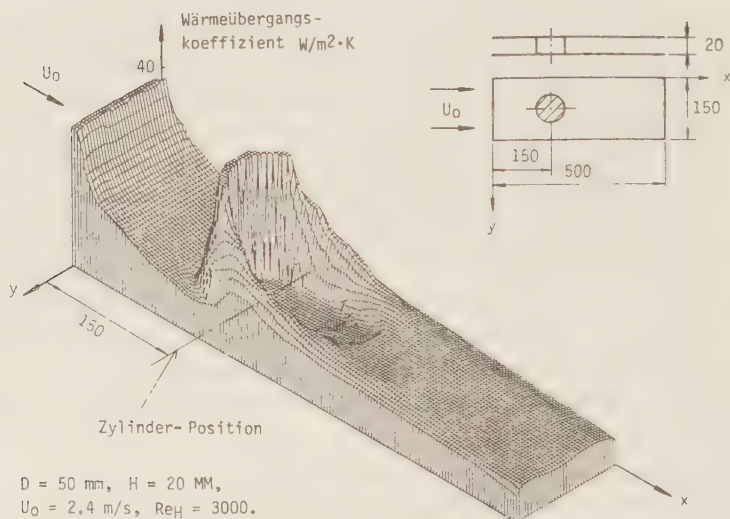


Abb.4.21 Verteilung örtlicher Wärmeübergangskoeffizienten an einer Rippe in der Nähe des Zylinders, $Re_H=3000$, $H=20 \text{ mm}$, H : Abstand der Rippen, $D/H=2.5$, Meßfläche: $150 \times 500 \text{ mm}^2$; Zylinderposition: 150 mm entfernt von der Rippenvorderkante in Rippenmitte.

Von der Vorderkante der Lamelle fallen die Wärmeübergangskoeffizienten infolge des Grenzschichtwachstums ab. Vor dem Zylinder besteht ein starker Anstieg der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der Ausbildung von Hufeisenwirbeln. Bei der Umströmung des Zylinders ändert sich ständig die axiale Strömungsrichtung des Hufeisenwirbels,

und somit wird der Hufeisenwirbel stark gedämpft. In Abb. 4.21 erkennt man deutlich, daß der lokale Wärmeübergang in einem hufeisenförmigen Gebiet von der Zylindervorderseite an den Außenflächen entlang nach hinter stark absinkt. Direkt hinter dem Rohr wird der Wärmeübergang an der Rippe durch die Strömungsverhältnisse des Totwassergebiets bestimmt. Innerhalb der Zone nimmt der Wärmeübergangskoeffizient ausgehend von der Rückseite des Zylinders in Hauptströmungsrichtung zu und erreicht in einem Bereich etwa 1.5-2.0 Durchmesser hinter dem Zylinder sein Maximum. Danach erfolgt wiederum ein Abfall. Diese Wärmeübergangsverteilung läßt sich aus den Ergebnissen der Strömungssichtbarmachung erklären (Kap. 4.1). Im Bereich hinter dem Zylinder findet sich ein lokales Rückströmgebiet mit im Vergleich zur Hauptströmung geringer Geschwindigkeit. Der lokale Wärmeübergang in diesem Gebiet ist deshalb ebenfalls niedrig. In einer Entfernung von 1.5-2.0 Durchmessern hinter dem Zylinder findet die wechselseitige Wirbelbildung statt (siehe Kap.4.1 Abb. 4.7). Diese instationäre Sekundärströmungen erhöhen den Wärmeübergang an den Rippen. Hinter diesem Gebiet wirkt sich eine dämpfende Wirkung der Rippen auf die Wirbelströmung aus. Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an der Rippe nehmen deshalb im Nachlauf allmählich ab.

Dieser Sachverhalt ist im Verlauf des örtlichen Wärmeübergangskoeffizients langs der Lamellenmittellinie in Abb. 4.22 zu erkennen. Die Abbildung zeigt in Kurve 1 die α -Verteilung für den Referenzfall ohne Wingletpaar. Kurve 2 und 3 sind für die Fälle, daß das Wingletpaar vor oder hinter dem Zylinder steht.

Im Vergleich der Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten entlang der Symmetrielinie der Anordnung für die Fälle mit und ohne Wirbelerzeuger wird sichtbar, daß im Bereich hinter dem Zylinder die Wirbelerzeuger unabhängig von der Position eine Erhöhung bewirken. Vor dem Zylinder ist keine Veränderung erkennbar, weil bei einem Seitenabstand der Winglets vor $Ay/D=0.8$ nur der Verlauf entlang der Mittellinie darge-

stellt ist. Im Vergleich von Kurve 2 und 3 wird deutlich, daß das Wingletpaar hinter dem Zylinder eine stärkere Erhöhung zur Folge hat. Das ist verständlich, da die Strömungssichtbarmachung gezeigt hat (Kap. 4.1), daß die Rückströmung im Totwassergebiet durch ein Längswirbelpaar ersetzt wird.

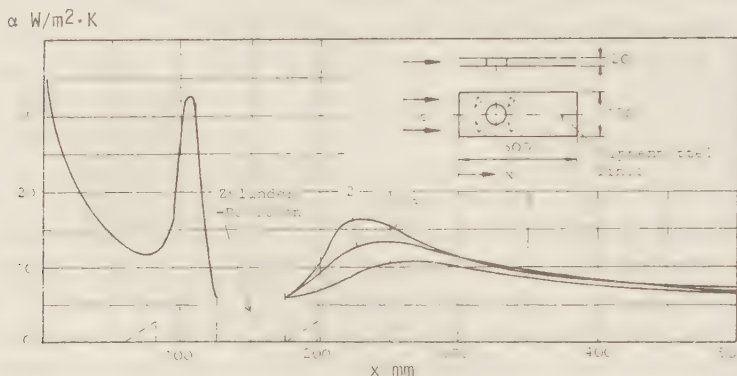


Abb. 4.22 Örtliche Wärmeübergangskoeffizienten α langs der Rippenmittellinie, $Re_H=3000$, $H=20$ mm, H : Abstand der Rippen, $D/H=2.5$,
 Kurve 1: Anordnung ohne Wingletpaar,
 Kurve 2: Wingletpaar vor dem Zylinder:
 $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$,
 Kurve 3: Wingletpaar hinter dem Zylinder:
 $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$, $\beta=45^\circ$.

Der Verlauf der örtlichen Wärmeübergaskoeffizienten quer zur Hauptströmungsrichtung wird in Abb. 4.23 gezeigt. Kurve 1 repräsentiert wiederum die Anordnung ohne Wirbelerzeuger an der Rippe, Kurve 2 bzw. 3 repräsentieren die Fälle, daß das Wingletpaar vor bzw. hinter dem Zylinder steht. Die Schnittebene befindet sich 85 mm hinter der Zylinderachse, das entspricht dem 1.7 fachen des Zylinderdurchmessers.

Der alleinige Einfluß des Hufeisenwirbels auf den Wärmeübergang an die Rippe ist aus Kurve 1 deutlich zu sehen. Im Bereich direkt hinter dem Zylinder ist der α -Wert am niedrigsten. Für die Anordnung mit Wingletpaar hinter dem Zylinder (Kurve 3) ergibt sich eine deutliche Wärmeübergangserhöhung. Lokal steigen die Werte bis zu über 70%. Hier zeigt sich die effektive Wirkung des entstehenden Längswirbelpaares auf den Wärmeübergang an der Rippe.

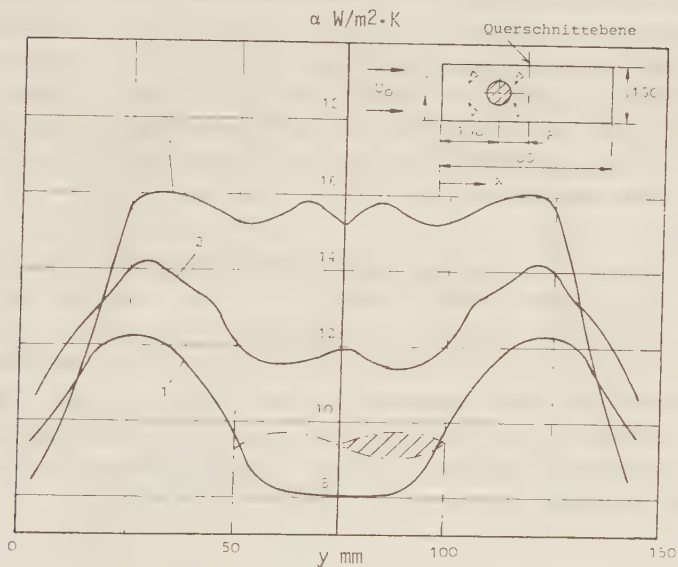
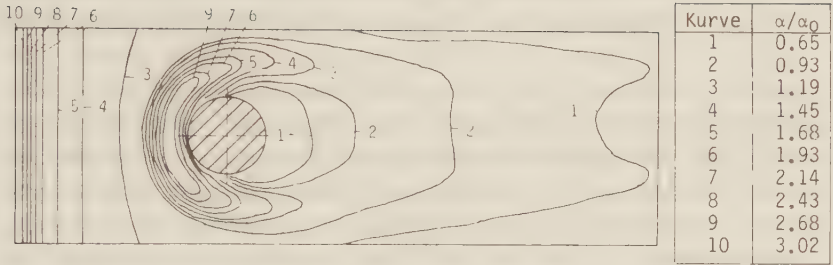


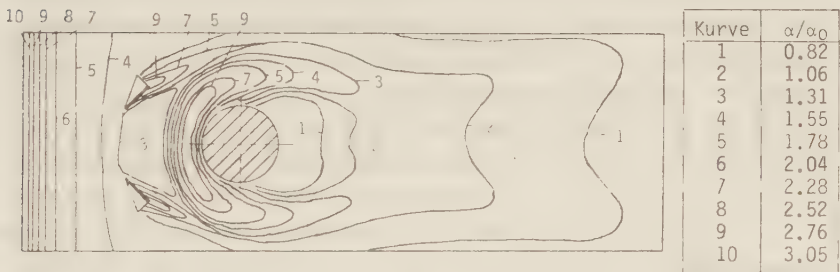
Abb.4.23 Örtlicher Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten α quer zur Hauptströmung hinter dem Zylinder, Querschnittsebene 85 mm oder 1.7 D entfernt hinter dem Zylindermittelpunkt, $Re_H=2000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$,
 Kurve 1: Anordnung ohne Wirbelerzeuger,
 Kurve 2: Wingletpaar vor dem Zylinder:
 $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$,
 Kurve 3: Wingletpaar hinter dem Zylinder:
 $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$, $\beta=45^\circ$.

Kurve 2 zeigt in Abb. 4.23 den Fall, daß das Wingletpaar vor dem Zylinder steht. Man kann wie schon in Abb. 4.22 wiederum erkennen, daß der von dem Winglet erzeugte Längswirbel einen positiven Einfluß auch auf den Wärmeübergang an der Rippe hinter dem Zylinder hat, lokal steigen die Werte bis zu 45%. Diese Tatsache kann eventuell folgendermaßen erklärt werden. Da die entstehenden Längswirbel bei dem untersuchten Anstellwinkel von 45° aufgeplatzt sind, siehe /7/, kommt es zu einer Erhöhung des Turbulenzgrades im Wirbelbereich. Durch eine Wechselwirkung der Längswirbel mit der am Zylinder ablösenden Strömung werden Fluidteilchen erhöhter Turbulenz bis ins Totwassergebiet gelangen, oder anders ausgedrückt, der Turbulenzgrad der Rückströmung im Totwassergebiet wird durch das vor dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar erhöht. Der Wärmeübergangskoeffizient kann dort deshalb verbessert werden.

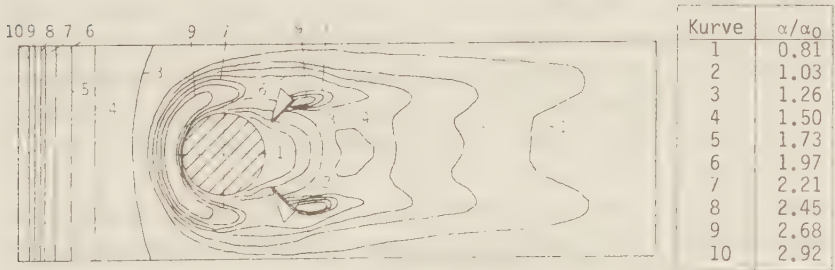
Eine α -Verteilung für die gesamte Lamellenfläche ist in Abb. 4.24 beispielhaft dargestellt. Die Position der Winglets ist in der Darstellung angedeutet. Die Kurven zeigen in Abb. 4.24 a, b, c den Verlauf von α/α_0 . α_0 ist dabei der mittlere Wärmeübergangskoeffizient auf der Rippe für den Referenzfall ohne Wingletpaar. Die Berechnungsfläche für α_0 beträgt $150 \times 500 \text{ mm}^2$ oder $3 \text{ DX } 10 \text{ D}$. Drei Messungen wurden bei einer gleichen Reynoldszahl gemacht ($\text{Re}_H = 2000$).



a. Anordnung ohne Wirbelerzeuger, Meßfläche: $0.15 \times 0.5 \text{ m}^2$;



b. Wingletpaar vor dem Zylinder, $\Delta y/D=1.0$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$,



c. Wingletpaar hinter dem Zylinder; $\Delta y/D=1.0$, $\Delta x/D=0.6$, $\beta=45^\circ$;

Abb.4.24 Verteilung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten α für das Untersuchungsgebiet, $Re_H=2000$, $H=20 \text{ mm}$, $D/H=2.5$, α_0 : mittlere Wärmeübergangskoeffizient für den Referenzfall ohne Winglet, gemittelt über der Lamellenfläche, $150 \times 500 \text{ mm}^2$.

Hier wird nochmals deutlich, daß das Wingletpaar hinter dem Zylinder einen stärkeren Einfluß auf den Wärmeübergang hat.

Die Konturlinien von α/α_0 für das Wingletpaar vor dem Zylinder werden in Abb. 4.24 b gezeigt. Für den Fall erkennt man, daß der Wärmeübergang an die Lamelle vor dem Zylinder bis auf ein kleines Gebiet unmittelbar hinter dem Winglet nicht beeinflußt wird. Hinter dem Zylinder hingegen zeigt sich deutlich, daß der Wärmeübergang dort im Vergleich mit dem Fall ohne Wirbelerzeuger verbessert wird. Das Gebiet geringen Wärmeübergang (Kurve 1 und 2 in Abb. 4.24 b) hinter dem Zylinder ist relativ kleiner im Vergleich zu dem in Abb. 4.24 a. Die Ursache dazu wurde schon vorher (siehe Seite 68, Abb. 4.23) dargestellt.

In Abb. 4.24 c sind die Konturlinien von α/α_0 für das Wingletpaar hinter dem Zylinder dargestellt. Vor dem Zylinder gibt es keinen bedeutenden Unterschied des Wärmeübergangs an der Rippe im Vergleich mit dem Referenzfall ohne Wingletpaar. Deutlich wird eine Erhöhung hinter dem Zylinder erkennbar durch die geschlossene kreisförmige Linie (4), die ein lokales Maximum andeutet. Linie 2 und 3 lassen eine Erhöhung des Wärmeübergangs im Bereich der Symmetrielinie erkennen, der die Wirkung des hinter dem Wingletpaar erzeugten Längswirbelpaars kennzeichnet. In Abb. 4.24 a und b sind dagegen keine derartigen Veränderung sichtbar.

Für eine optimale Wärmeübergangssteigerung durch Einsatz von Längswirbeln ist nicht nur das Auftreten lokaler Maxima interessant, sondern auch die weite Stromabwirkung der Wirbel. Wieweit diese in der Wechselwirkung mit der Zylinderumströmung erhalten bleibt, spiegelt sich im mittleren Wärmeübergang für die gesamte Untersuchungsfläche wider.

4.4 Verhalten des mittleren Wärmeübergangs

Für einen bewertenden Vergleich unterschiedlicher Wingletanordnungen müssen jedoch nicht nur lokale Werte betrachtet werden, sondern die gesamte Konfiguration. Ein Wert, der das ermöglicht, ist die über das Untersuchungsgebiet gemittelte Nusseltzahl. Dabei ist die Wahl der betrachteten Fläche ein Faktor. Zu diesem Zweck werden zunächst der Verlauf von Nu_x in Hauptströmungsrichtung des Kanals x untersucht. Hierbei stellt Nu_x die auf den Rippenabstand bezogen und über die Rippenfläche von der Vorderkante bis zu x gemittelte Nusseltzahl. Die Breite des untersuchten Symmetriegebietes ist 150 mm. Abb. 4.25 zeigt das Ergebnis. Diese Untersuchungen geben darüber, wie weit die Wirkung der Winglets stromabwärts reicht und an welchen Stellen die größten Wärmeübergangserhöhung auftreten, Auskunft.

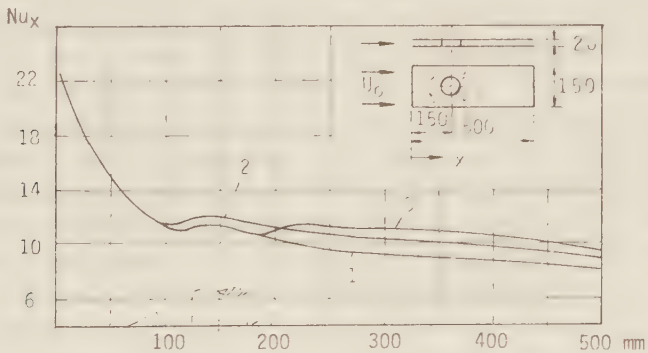


Abb.4.25 Verlauf von Nu_x über x für Anordnungen mit und ohne Wirbelerzeuger, Nu_x : Nusseltzahl bezogen auf Rippenabstand, gemittelt über Rippenfläche von Vorderkante bis zu x , Berechnungsbreite: 150 mm, $Re_H=2000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$,

Kurve 1: Referenzfall ohne Winglet,

Kurve 2: Wingletpaar vor dem Zylinder:

$\Delta x/D=-1.6$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$,

Kurve 3: Wingletpaar hinter dem Zylinder:

$\Delta x/D=0.6$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$.

Im Bereich der Rippenvorderkante zeigt sich zunächst ein steiler Abfall der Nusseltzahl. Dies ist für eine Kanaleinlaufsströmung infolge der Grenzschichtausbildung verständlich. Der Anstieg im Bereich vor dem Zylinder ist durch das Auftreten des Hufeisenwirbels zu begründen. Für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 2) ist der Anstieg verstärkt im Vergleich zu den anderen Anordnungen. Danach erfolgt ein flacher Abfall der Nusseltzahl. Die Überhöhung der Nusseltzahl gegenüber dem Referenzfall ohne Winglets (Kurve 1) bleibt bis zum Ende des Untersuchungsgebiets erhalten. Der Verlauf der Nusseltzahl Nu_x für das Wingletpaar hinter dem Zylinder wird durch Kurve 3 gekennzeichnet. Im Gegensatz zu anderen Fällen wird hier ein flacher Anstieg der Nusseltzahl hinter dem Zylinder beobachtet. Hier wirkt das an den Wirbelerzeugern ablösende Längswirbelpaar auf den Wärmeübergang im Bereich der Rippenmitte direkt hinter dem Zylinder.

Im Vergleich zwischen den Anordnungen mit Winglets vor bzw. hinter dem Zylinder zeigt sich, daß das hinter dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar bis auf den Bereich vor dem Zylinder einen höheren Nu_x -Verlauf besitzt. Am Ende des Untersuchungsgebiets, d.h. bei $x=500$ mm ($=25$ H), beträgt die Nusseltzahl-Überhöhung gegenüber dem Fall ohne Winglets für das Wingletpaar vor dem Zylinder noch 6% und für das Wingletpaar hinter dem Zylinder noch 13%. Dabei ist das Verhältnis V_A von Untersuchungsfläche zu Wingletfläche gleich 375.

Der Einfluß des Verhältnisses V_A auf die Nusseltzahl-Erhöhung Nu_x/Nu_{x0} wird im Abb. 4.26 dargestellt. Nu_{x0} ist die in x-Richtung von Vorderkante der Rippe bis zu x auf der Rippe gemittelte Nusseltzahl für den Referenzfall ohne Wingletpaar. Die Berechnungsbreite ist wie für Nu_x gleich 150 mm bzw. 3 D. Das Maximum von Nusseltzahl-Überhöhung liegt mit ca. 19% bei $V_A=200-225$ für das Wingletpaar hinter dem Zylinder. Bei gleichem V_A ($=200-225$) beträgt dagegen die Nusseltzahl-Überhöhung für das Wingletpaar vor dem Zylinder 11%.

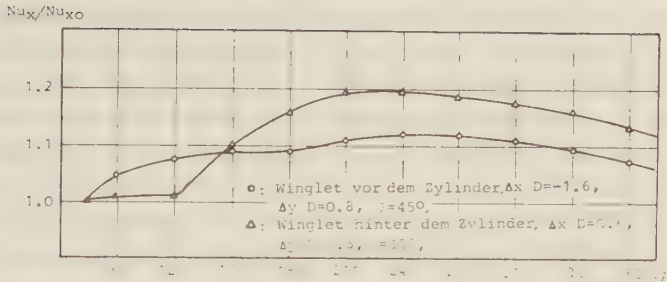


Abb. 4.26 Nusseltzahl-Erhöhung Nu_x/Nu_{x0} als Funktion des Verhältnisses V_A ; Nu_x : von der Vorderkante der Rippe bis zu x auf der Rippe gemittelte Nusseltzahl und bezogen auf den Rippenabstand, Berechnungsbreite: 150 mm, Nu_{x0} : Nu_x für den Referenzfall ohne Wingletpaar; V_A : Verhältnis von Untersuchungsfläche zur Wingletfläche; $Re_H = 2000$, $H = 20\text{mm}$, $D/H = 2.5$.

Es wird nun im folgenden die globale Erhöhung der Nusseltzahl diskutiert. Die Nusseltzahl wird bei den Untersuchungen über die Meßfläche gemittelt. Die Abmessungen des ausgewerteten Gebiet sind $150 \times 500 \text{ mm}^2$ oder $3D \times 10D$ (Breite mal Länge, D : Durchmesser des Zylinders, siehe Abb. 4.1). Der Zylinder besitzt eine konstante Position in der Rippenmitte bei $X_v = 150 \text{ mm}$, es werden also ein Abstand von 3 Durchmessern vor und 7 Durchmessern hinter dem Zylinder bei der Berechnung berücksichtigt. Die Länge der ausgestanzten Winglets ist 20 mm, womit sich eine untersuchte Nachlaufänge von mindestens 15 Wirbelerzeugerlängen hinter den Winglets ergibt. Durch diese Wahl wird der Wingleteinfluß an den Rippen weitestgehend erfaßt.

Wie bei der Darstellung der Fluidkraft-Messungen beschrieben, ist das Berechnungsgebiet für den Wärmeübergang derart gewählt, daß entlang der seitlichen Begrenzung Symmetrie der Strömung herrscht.

In Abb. 4.27 ist das Verhältnis Nu/Nu_0 für die Berechnungsfläche als Funktion des seitlichen Abstands $\Delta y/D$ der Winglets dargestellt, dabei wird der relative Abstand von der Zylinderachse zur Spitze des Wingletpaars ($\Delta x/D$, siehe Abb. 4.1), der Anstellwinkel der Winglets und die Reynoldszahl konstant gehalten. Nu_0 ist die mittlere Nusseltzahl für den Referenzfall, d.h., dieselbe Versuchskonfiguration mit derselben Berechnungsfläche ohne Wirbelerzeuger. Nu_0 ist nur vom Strömungszustand abhängig und somit für eine bestimmte Reynoldszahl konstant.

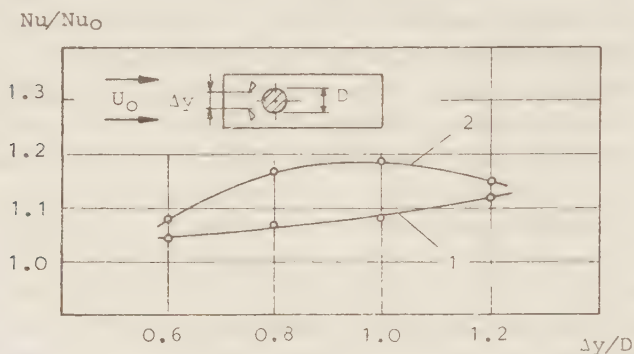


Abb.4.27 Nu/Nu_0 als Funktion des seitlichen Abstand zwischen den Wirbelerzeugern $\Delta y/D$, Nu : mittlere Nusseltzahl für unterschiedliche Wingletposition bezogen auf die Rippenabstand, Nu_0 : mittlere Nusseltzahl für den Referenzfall, Berechnungsfläche: $150 \times 500 \text{ mm}^2$, $Re_H = 3000$, $H = 20 \text{ mm}$, $D/H = 2.5$, $\beta = 45^\circ$,
Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D = -1.6$,
Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D = 0.6$.

Für alle Anordnungen ist der Quotient Nu/Nu_0 größer als 1. Im Vergleich zwischen der Anordnung des Wingletpaars vor bzw. hinter dem Zylinder zeigt sich, daß das Wingletpaar hinter dem Zylinder einen höheren Verlauf von Nu/Nu_0 aufweist. Bei $\Delta y/D = 1.0$ erreicht Nu/Nu_0 das Maximum mit ca.

1.19. Für $\Delta y/D > 1.0$ erfolgt ein Abfall für Nu/Nu_0 .

Für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1) ist eine steigende Tendenz von Nu/Nu_0 mit zunehmenden Werte von $\Delta y/D$ zu erkennen. Bis zu $\Delta y/D = 1.2$ beträgt Nu/Nu_0 1.12. Der größere seitliche Abstand der Winglets bedeutet, wie bei den Ergebnissen der Sichtbarmachungen in Kap. 4.1 erläutert wurde, daß das Längswirbelpaar weniger durch die Zylinderfrontseite gedämpft wird und somit eine stärkere Wirkung auf die Wärmeübergangserhöhung an der Rippe haben kann. Entsprechend wird der globale Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe erhöht.

Die Beziehung zwischen Nu/Nu_0 und der Position in Längsrichtung $\Delta x/D$ wird in Abb. 4.28 gezeigt. Dabei sind $\Delta y/D$, β und Reynoldszahl konstant. Der Untersuchungsbereich von $\Delta x/D$ entspricht dem bei den Kraftmessungen: $-2.0 \leq \Delta x/D \leq -1.2$ und $0.5 \leq \Delta x/D \leq 1.1$.

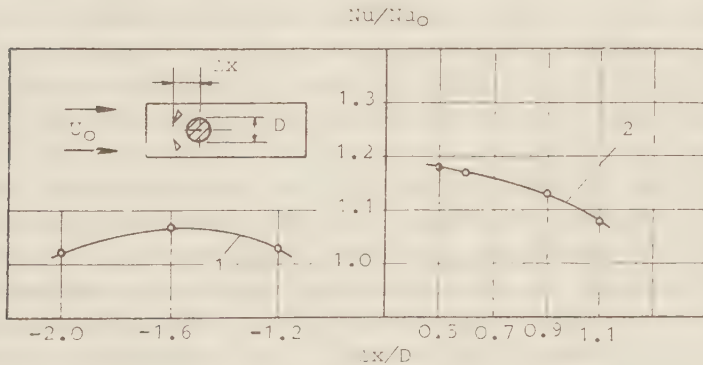


Abb.4.28 Nu/Nu_0 als Funktion des relativen Längsabstands zwischen Zylinderachse und Spitze der Winglets $\Delta x/D$, Nu , Nu_0 : wie in Abb. 4.27, $\Delta y/D = 0.8$, $Re_H = 3000$, $\beta = 45^\circ$, $H = 20$ mm, $H/D = 2.5$, Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder.

Für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1) liegt das Maximum von Nu/Nu_0 mit ca. 1.07 bei $\Delta x/D = -1.6$. In Kapitel 4.3 (Abb. 4.23 und 4.24) wurde gezeigt, daß das durch das Wingletpaar vor dem Zylinder erzeugte Längswirbelpaar auch eine positive Wirkung auf den Wärmeübergang an der Rippe hinter dem Zylinder hat. Diese Wirkung hängt wahrscheinlich von dem Abstand der Winglets zum Zylinder ab. Größerer Abstand (z.B. $\Delta x/D = -2.0$) bedeutet offenbar eine längere Einflußzone des Längswirbels in Strömungsrichtung vor dem Zylinder aber eine schwächere Wirkung auf die Wärmeübergangserhöhung an der Rippe hinter dem Zylinder. Kleinerer Abstand bedeutet dagegen, wie bei den Kraftmessungen erklärt wurde, eine stärkere dämpfende Wirkung des Längswirbels durch die Zylinderfrontseite, und auch einen kürzeren Nachlauf. Die Ergebnisse zeigen, daß $\Delta x/D = -1.6$ scheinbar ein Optimum in Bezug auf beide gegensätzlichen Phänomene darstellt.

Für das Wingletpaar hinter dem Zylinder (Abb. 4.28 Kurve 2) zeigt sich, daß das Verhältnis Nu/Nu_0 mit größerem Abstand der Winglets vom Zylinder abnimmt. Das heißt, wenn das Wingletpaar weit entfernt hinter dem Zylinder ausgestanzt wird, wird das Gebiet geringen Wärmeübergangs unmittelbar hinter dem Zylinder nicht durch die Längswirbel beeinflusst. Außerdem ist die Einflußlänge des Wirbelerzeuger kürzer, wenn die Wirbelerzeuger weit hinter dem Zylinder liegen (Da die gesamte Meßlänge fest ist). Es zeigt sich hier nochmals, wie schon bei der Betrachtung der örtlichen Wärmeübergangswerte, daß das Wingletpaar möglichst nahe hinter dem Zylinder ausgestanzt werden sollte, um eine größere Wirkung zu erzielen. Das Maximum von Nu/Nu_0 liegt für diese Messungen mit ca. 1.18 bei $\Delta x/D = 0.5$.

Das Verhalten des Wärmeübergangs für verschiedene Anstellwinkel ist in Abb. 4.29 zu sehen. Für diese Experimente wurde die Position des Wingletpaars ungeändert gehalten. Für das Wingletpaar vor dem Zylinder ist $\Delta x/D = -1.6$ und $\Delta y/D = 0.8$, für das Wingletpaar hinter dem Zylinder $\Delta x/D = 0.6$ und

$$\Delta y/D = 0.8.$$

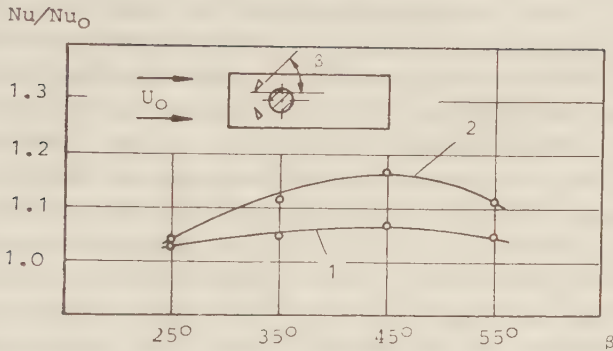


Abb.4.29 Nu/Nu_0 als Funktion des Anstellwinkels β für konstante Position der Wirbelerzeuger, Nu : mittlere Nusseltzahl auf der Rippe und bezogen auf den Rippenabstand, Berechnungsfläche: $150 \times 500 \text{ mm}^2$; Nu_0 : Nu für den Referenzfall ohne Wingletpaar, $\Delta y/D = 0.8$, $Re_H = 3000$, $H = 20 \text{ mm}$, $D/H = 2.5$,
 Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D = -1.6$,
 Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D = 0.6$.

Obwohl der Anstellwinkel keinen erkennbaren Einfluß auf den Widerstand der Rippen-Rohr-Konfiguration hatte (siehe Kapitel 4.2), zeigt sich hier, daß der Anstellwinkel $\beta = 45^\circ$ für die Verbesserung des Wärmeübergangs offenbar günstiger ist als die anderen Fälle. Experimentelle und numerische Untersuchungen zeigten, daß gerade der Anstellwinkel für die Längswirbelintensität entscheidend ist, was eine wichtige Rolle bei der Verbesserung des Wärmeübergangs spielt. Die Ergebnisse von Kallweit /7/ zeigen, daß die Wärmeübergangserhöhung durch die Anstellung eines Deltawinglets an einer ebenen Lamelle das Maximum bei $\beta = 60^\circ$ erreicht, danach nimmt die Erhöhung des Wärmeübergangs mit dem Anstieg des Anstellwinkels ab. Die Untersuchungen wurden jedoch für $Re = 1815$ durchgeführt. Bei der damaligen Untersuchung erfolgte die

Anströmung des Wingletpaars in Hauptströmungsrichtung. Anders ist die Situation für ein hinter dem Rohr stehendes Winglet. Die Anströmrichtung für ein hinter dem Zylinder ausgestanztes Winglet hängt von der lokalen Position ab und erfolgt somit nicht parallel, sondern in einen Winkel zur Hauptströmungsrichtung. Das Strömungsphänomen wurde schon bei den Sichtbarmachungen beobachtet (siehe Abb. 4.11 und Abb. 4.14). Es zeigt sich, daß durch die Zylinderumströmung der Anstellwinkel für ein hinter dem Zylinder ausgestanztes Winglet größer ist als der mit der Hauptströmungsrichtung definierte Anstellwinkel. Abb. 4.30 zeigt die schematische Darstellung. Diese Analyse erklärt, daß die gewonnenen Ergebnisse nicht den Ergebnissen von Kallweit entgegenstehen.

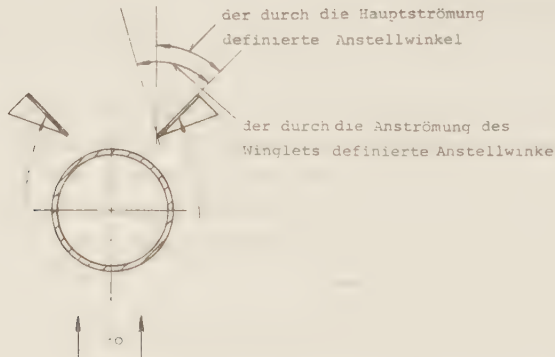


Abb.4.30 Schematische Darstellung für den durch die Anströmung eines Winglets definierten Anstellwinkel.

Ebenfalls in Abb.4.29 dargestellt ist der Verlauf von Nu/Nu_0 für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1). Auch für diesen Fall hat das Wingletpaar eine positive Wirkung auf den Wärmeübergang an der Rippe hinter dem Zylinder, wie schon bei den lokalen Wärmeübergangsuntersuchungen festgestellt wurde. Dabei soll wiederum die Wirbelintensität, die vom Anstellwinkel des Winglets mitbestimmt wird, eine Rolle spielen. Der Anstellwinkel $\beta=45^\circ$ scheint auch in diesem Fall

günstiger zu sein als die anderen.

Nu/Nu_0 als Funktion der Reynoldszahl ist in Abb.4.31 dargestellt. Die Positionen und der Anstellwinkel sind konstant. Im untersuchten Bereich hat die Reynoldszahl für die beiden betrachteten Anordnungen tendenziell einen ähnlichen Einfluß auf den Verlauf von Nu/Nu_0 . Die Steigerung der Wärmeübergangserhöhung zu größeren Reynoldszahlen hin ist auf die höhere Turbulenz der Wirbelströmung bzw. die größere Intensität des wirbelbedingten Fluidaustausches bei großen Reynoldszahlen zurückzuführen, wie z.B. von Lee /17-20/ in experimentellen Untersuchungen für den Wirbelerzeuger in Kanalströmung, und auch von Brockmeier /8/ in numerischen Untersuchungen beobachtet wurde. Das Wingletpaar hinter dem Zylinder weist jedoch einen höheren Verlauf der Kurve auf als das Wingletpaar vor dem Zylinder. Die steigende Tendenz der Nusseltzahl-Erhöhung bleibt bis zu $Re_H=4900$. Dabei beträgt Nu/Nu_0 den Wert ca. 1.22.

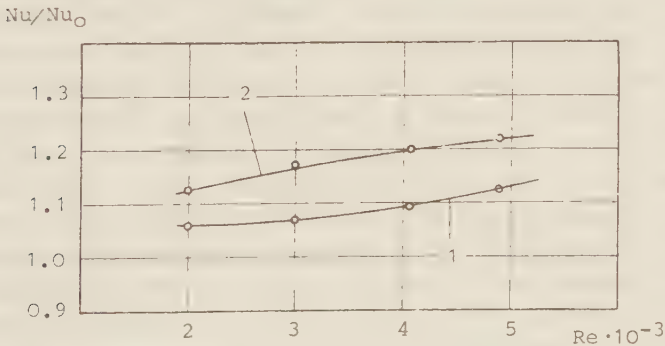


Abb.4.31 Verhalten von Nu/Nu_0 als Funktion der Reynoldszahl

$Re_H, Re_H = U \cdot H / \nu,$

Nu, Nu_0 : wie in Abb. 4.27, $H=20$ mm, $D/H=2.5$;

$\Delta y/D=0.8, \beta=45^\circ,$

Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6,$

Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6.$

Nachdem das Verhalten von Nu/Nu_0 als Funktion der Anordnung bzw. der Position und des Anstellwinkels des Wingletpaars gezeigt werden konnte, sollen im folgenden die optimalen Werte für Position und Anstellwinkel in Bezug auf den Wärmeübergang gesucht werden.

Als Ergebnis der Ermittlung des mittleren Wärmeübergangs ergibt sich, daß das Wingletpaar hinter dem Zylinder immer günstiger als vor dem Zylinder ist, will man mit einem Deltawingletpaar maximale Wärmeübergangserhöhung an den Rippen erzielen. Die optimale Anordnung ist: $\Delta x/D=0.5$, $\Delta y/D=0.8-1.0$ und $\beta=45^\circ$ bei $Re_H=3000$ (siehe Abb. 4.27-4.31).

Die günstige Anordnung für das Wingletpaar vor dem Zylinder ist:

$\Delta x/D = -1.6$, $\Delta y/D > 0.8$ und $\beta = 45^\circ$ bei $Re_H = 3000$.

Außerdem muß bei der praktischen Anwendung berücksichtigt werden, daß die Lamellendurchbrüche, die durch die Ausstanzung des Winglets aus den Lamellen erzeugt werden, ein Hindernis für die Wärmeleitung längs der Rippe darstellen. Aus diesem Grund ist es auch günstig, das Wingletpaar hinter dem Zylinder auszustanzen, weil dabei infolge der geringeren Durchbrechung der Lamellenfläche senkrecht zu den Wärmestromlinien diese weniger abgedrängt werden, und somit die Wärmeleitung längs der Lamelle weniger behindert ist. In Realität hängen die Wärmeleitungslinien langs der Rippe von der α -Verteilung an der Rippe und den Betriebsbedingungen (Rohrtemperatur, Strömungstemperatur und Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials) ab. Hier wird näherungsweise angenommen, daß die Wärmeleitungslinien längs der Rippe in Rohrnähe radial verlaufen. Dies ist in Abb. 4.32 modellhaft dargestellt.

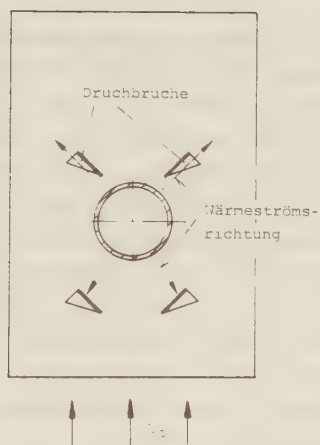


Abb.4.32 Schematische Darstellung der Wärmeleitung längs der Rippe (beispielhaft).

5. DISKUSSION DER MESSERGEBNISSE IN BEZUG AUF POSITION UND ANSTELLWINKEL EINES DELTAWINGLET-PAARES

Um eine Bewertung bzw. eine optimale Anordnung der Winglets erreichen zu können, müssen sowohl der Wärmeübergang als auch der Strömungswiderstand gemeinsam betrachtet werden. Dazu wurden unterschiedliche Kriterien (z.B. Entropie-Kriterium, Exergie-Kriterium /48-51/) von verschiedenen Autoren entwickelt. Diese Kriterien können jeweils nur unter bestimmten Bedingungen angewendet werden, zusätzlich spielen Material- und Energiekosten in der Regel eine Rolle.

Ziel der hier dargestellten Untersuchung ist es, ein Optimum für den Anstellwinkel der Wirbelerzeuger und ihre Position an der Rippe zu finden, das ein Maximum der Wärmeübergangssteigerung an der Rippe mit einem Minimum der Erhöhung des Strömungsverlustes oder sogar einer Verringerung dieser verbindet. Zu diesem Zweck ist die Auftragung der Steigerung der Nusseltzahl-Überhöhung Nu/Nu_0 bezogen auf das Verhältnis C_F/C_{F0} eine mögliche Form der Darstellung. Die Reynoldszahl und das Verhältnis V_A der Berechnungsfläche zur Wingletpaarfläche werden bei dem Vergleich konstant gehalten. Da die Geometrie bzw. die Wingletpaarfläche bei den Untersuchungen für alle Anordnungen unverändert bleibt (Länge: 20 mm, Hintertkantenhöhe: 10 mm, siehe Abb. 4.1), und als Berechnungsfläche für die mittlere Nusseltzahl bzw. den Kraftbeiwert C_F die Rippenfläche von $150 \cdot 500 \text{ mm}^2$ gewählt wurde (siehe Abb. 4.1), ergibt sich ein Wert von $V_A = 375$. Abb. 5.1 zeigt Nu/Nu_0 bezogen auf C_F/C_{F0} als Funktion des seitlichen Abstands der Winglets $\Delta y/D$, dabei sind $\Delta x/D$, Anstellwinkel und Reynoldszahl konstant.

Der günstigste Verlauf in Abb. 5.1 liegt für das Wingletpaar hinter dem Zylinder (Kurve 2) bei $0.8 < \Delta y/D < 0.9$ vor. Dabei erreicht der Faktor $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ ca. den Wert 1.24. In Kapitel 4.2 und 4.4 wurde schon ausgeführt, daß sich der Wärmeübergang an den Rippen durch die Ausstanzung des Wing-

letpaars hinter dem Zylinder erhöht, der Widerstand der Rippen-Rohr-Konfiguration in Strömungsrichtung dagegen verringert. Anders ist die Situation für einen auf einer ebenen Platte angebrachten Wirbelerzeuger. Für eine ebene Platte verbessert die Ausstanzung eines Wirbelerzeugers den Wärmeübergang an der Platte, erhöht aber gleichzeitig auch den Widerstand.

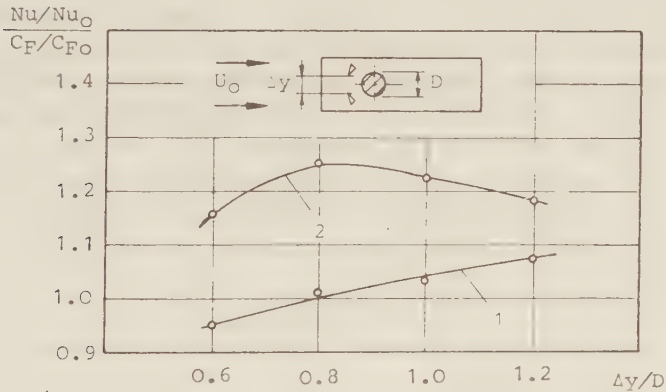


Abb. 5.1 Gütefaktor $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ als Funktion von Seitenabstand der Winglets $\Delta y/D$,
 $Re_H=3000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, $\beta=45^\circ$, $(b/2)/H=0.5$,
 Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,
 Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

Die Kurve 1 für das Wingletpaar vor dem Zylinder weist demgegenüber einen deutlich niedrigeren Verlauf auf, und eine steigende Tendenz ist zu erkennen. Das ist verständlich, da die Erhöhung des Wärmeüberganges an der Rippe in diesem Fall (Winglet vor dem Zylinder) mit zunehmenden Werte von $\Delta y/D$ wächst, dagegen nimmt der Kraftbeiwert damit ab. Für $\Delta y/D > 0.8$ ist der Gütefaktor größer als 1. Diese steigende Tendenz bleibt bis zu $\Delta y/D=1.2$ erhalten, dabei ist $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})=1.07$.

Die Abhängigkeit des Gütefaktors von der Position des Wingletpaars in Längsrichtung $\Delta x/D$ ist in Abb. 5.2 für $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$ und $Re_H=3000$ dargestellt. Eine stark abnehmende Tendenz von $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ mit zunehmendem Wert von $\Delta x/D$ für das Wingletpaar hinter dem Zylinder (Kurve 2) ist erwartetes Ergebnis, da die Nusseltzahl-Erhöhung mit dem Anstieg von $\Delta x/D$ abnimmt und der Kraftbeiwert dagegen erhöht wird. Das Maximum liegt mit ca. 1.27 bei $\Delta x/D=0.5$ für das Wingletpaar hinter dem Zylinder. Der Verlauf der beiden Gütefaktoren ist unterschiedlich, da der gegenseitige Einfluß zwischen Zylinder und Wingletpaar bei den beiden Fällen (vor und hinter dem Zylinder) unterschiedlich ist. Die Erklärungen wurden schon in Kap. 4.2 und 4.4 dargestellt. Die günstigste Position ist $\Delta x/=-1.6$ für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1), dabei beträgt der Gütefaktor ca. 1.00.

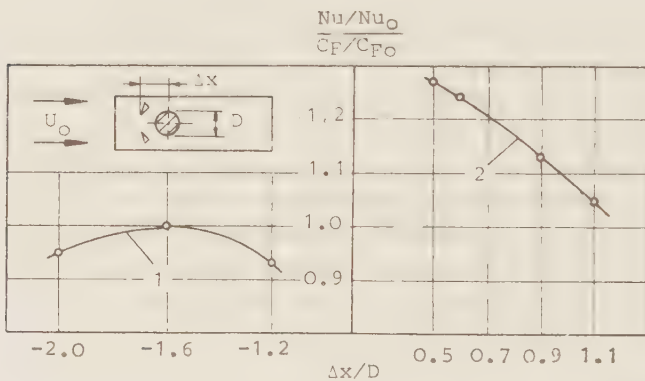


Abb.5.2 Gütefaktor $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ als Funktion von der Position des Wingletpaars in Längsrichtung $\Delta x/D$, $Re_H=3000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$, $(b/2)/H=0.5$,
Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,
Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

Der Verlauf des Gütefaktors für verschiedene Anstellwinkel ist in Abb. 5.3 zu sehen.

Der günstigste Anstellwinkel ist $\beta=45^\circ$. Dieser Befund wurde in Kapitel 4.2 und 4.4 ausführlich begründet. Der Anstellwinkel hat danach keinen bedeuteten Einfluß auf die Verringerung des Widerstands der Rippen-Rohr-Konfiguration. Dagegen spielt der Anstellwinkel des Wingletpaars für die Wärmeübergangserhöhung an der Rippe eine deutliche Rolle (siehe Kap.4.4.). Das heißt, daß ein günstiger Anstellwinkel für die Wärmeübergangserhöhung sich gleichzeitig günstig auf den Gütefaktor auswirkt.

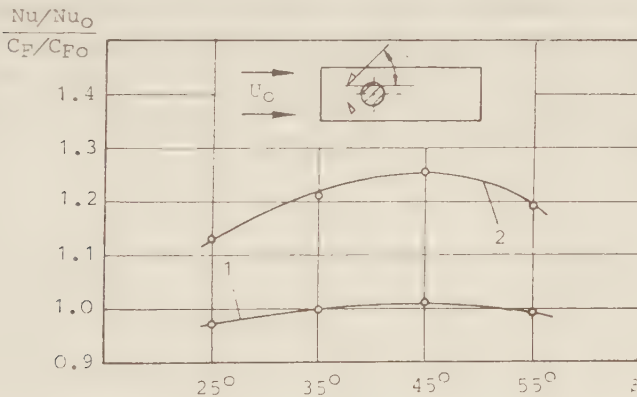


Abb. 5.3 Gütefaktor $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ als Funktion des Anstellwinkels β ,
 $Re_H=3000$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, $\Delta y/D=0.8$, $(b/2)/H=0.5$,
 Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,
 Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

In Abb. 5.4 ist die Abhängigkeit des Gütefaktors von der Reynoldszahl Re_H dargestellt. Die Position und der Anstellwinkel werden bei den bisher gefundenen günstigen Lagen festgehalten:

$\Delta x/D=0.6$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$ für das Wingletpaar hinter dem Zylinder, und $\Delta x/D=-1.6$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$ das Wingletpaar vor dem Zylinder.

Im untersuchten Re -Bereich sind die Gütefaktoren für beide Anordnungen größer als 1. Der Gütefaktor für das Wingletpaar hinter dem Zylinder hat einen steigenden Verlauf mit zunehmender Reynoldszahl (Kurve 2). Bis zu $Re_H=4900$ beträgt der Gütefaktor den Wert ca. 1.33 bei einer Anordnung $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$ und $\beta=45^\circ$.

Für das Wingletpaar vor dem Zylinder (Kurve 1) hat die Reynoldszahl keinen bedeutenden Einfluß auf den Gütefaktor (=ca. 1.01). Diese Tatsache ist durch die Versuchsergebnisse der Widerstands- und Wärmeübergangsmessungen zu begründen, da sowohl die mittlere Nusseltzahl an der Rippe als auch der kraftbeiwert der Anordnung mit ansteigender Reynoldszahl zunehmen (siehe Abb. 4.20 und Abb. 4.31).

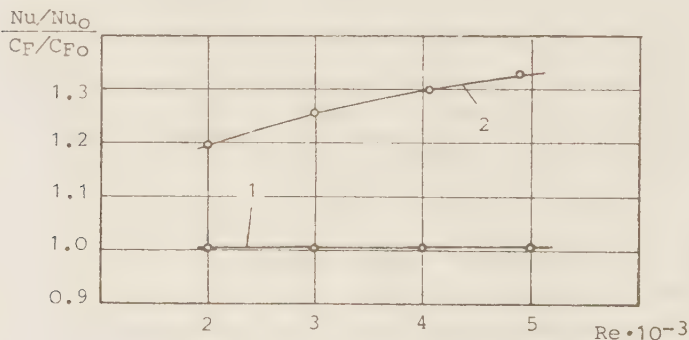


Abb.5.4 Gütefaktor $(Nu/Nu_0)/(C_F/C_{F0})$ als Funktion der Reynoldszahl Re_H , $Re_H=U \cdot H/\nu$, $H=20$ mm, $D/H=2.5$, $\Delta y/D=0.8$, $\beta=45^\circ$, $(b/2)/H=0.5$,
Kurve 1: Winglet vor dem Zylinder, $\Delta x/D=-1.6$,
Kurve 2: Winglet hinter dem Zylinder, $\Delta x/D=0.6$.

Für die Anwendung eines Deltawingletpaares in Rippen-Rohr-Wärmeaustauschern ergibt die Gütebewertung folgendes:

Zur Erhöhung des Wärmeübergangs an den Rippen in Zylinder-nähe, und zur Verringerung des Widerstands, soll das Deltawingletpaar hinter dem Zylinder ausgestanzt werden mit einer Position $\Delta x/D=0.5$ (Abb. 5.2), $\Delta y/D=0.8-1.0$ (Abb. 5.1) und einem Anstellwinkel $\beta=45^\circ$ (Abb. 5.3). Diese Anordnung ist theoretisch auch noch günstig, wenn die Ausstanzöffnungen, die durch die Herstellung erzeugt werden, als Hindernis für die Wärmeleitung längs der Rippen berücksichtigt werden (siehe Abb. 4.32).

Vor dem Zylinder ist die günstige Anordnung: $\Delta y/D > 0.8$ (Abb. 5.1), $\Delta x/D = -1.6$ (Abb. 5.2) und $\beta=45^\circ$ (Abb. 5.3).

6. ZUSAMMENFASSUNG

Ziel dieser Arbeit war die experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung von Zylinder und dem aus der Rippe ausgestanzten Wingletpaar. Zu diesem Zweck wurden an einer Kanalströmung mit eingebautem Zylinder und Wingletpaar Untersuchungen des Strömungsfelds, des Wärmeüberganges an den Rippen und des durch die Rippen-Rohr-Konfiguration in Strömungsrichtung verursachten Widerstandes durchgeführt. Kanal- und Zylindergeometrie bleiben während der Untersuchung ungeändert. Der Zylinder mit einem Durchmesser von 50 mm besitzt eine konstante Position in der Rippenmitte und befindet sich 150 mm entfernt von der Vorderkante. Ebenfalls konstant ist die Geometrie des Winglets: Die Hinterkantenhöhe des Winglets ($b/2$) beträgt 10 mm, die Länge $L=20$ mm. Das Seitenverhältnis A ist gleich 2 ($A=b^2/2A$, A : Wingletfläche). Der Abstand der Rippen ist 20 mm.

Untersuchte Parameter sind: (1) der dimensionslose Abstand in Strömungsrichtung zwischen Zylinderachse und Spitze des Wingletpaares ($-2.0 \leq \Delta x/D \leq -1.2$ für das Wingletpaar vor dem Zylinder und $0.5 \leq \Delta x/D \leq 1.1$ für das Wingletpaar hinter dem Zylinder), (2) der dimensionslose seitliche Abstand der Winglets zueinander ($0.6 \leq \Delta y/D \leq 1.2$) und (3) der durch die Anströmungsrichtung definierte Anstellwinkel ($25^\circ \leq \beta \leq 55^\circ$). Der untersuchte Reynoldszahlbereich (Re_H , $Re_H = U \cdot H/\nu$) erstreckt sich von 1000 bis 5290.

Die Untersuchung der Strömungsstruktur wurde mit Hilfe der Strömungssichtbarmachung realisiert. Durch Verdampfung von Rauchöl wurden im Strömungsfeld Partikel erzeugt, die mit Hilfe eines Stroboskop oder einer Laserlichttechnik sichtbar gemacht werden konnten. Die sichtbaren Strukturen lassen sich dann photographisch festhalten.

Die Messung der Beeinflussung der Schubspannungen und Druckkräfte in Hauptströmungsrichtung auf die Versuchsanordnung

erfolgte mit Hilfe einer Laborwaage. Infolge der senkrechten Anströmung der Versuchsgeometrie läßt sich durch Differenzbildung für Fälle mit und ohne Strömung bzw. mit und ohne Wirbelerzeuger der Einfluß der Wirbelgeneratoren darstellen.

Zur Untersuchung der Wärmeübergangsverteilung an der Rippe wurde die instationäre Flüssigkristallthermographie angewendet. Sie erlaubt eine lokale Beurteilung der Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten infolge Wirbelerzeugereinsatz.

Untersuchsgebiete an der Rippe sind gleich für Fluidkraft- und Wärmeübergangsmessung: $150 \cdot 500 \text{ mm}^2$ oder $3 D$ mal $10 D$. Es wurden also ein Abstand von 3 Durchmessern vor, 7 Durchmessern hinten und 1.5 Durchmesser neben dem Zylinder bei den Untersuchungen berücksichtigt. Die Länge der ausgestanzten Winglets ist 20 mm, womit sich eine untersuchte Nachlauf- fläche von mindestens 15 Wirbelerzeugerlängen hinter den Winglets ergibt.

Es zeigt sich bei den Sichtbarmachungen, daß die Struktur des Totwassergebietes stark geändert werden kann, wenn das Wingletpaar hinter dem Zylinder ausgestanzt wird. Dabei spielt der seitliche Abstand der Winglets ($\Delta y/D$) eine entscheidende Rolle. Wenn $\Delta y/D$ zwischen 0.6 und 1.1 liegt, löst die Strömung hinter dem Rohr an der Vorderkante der Winglets ab und rollt sich über den Winglets zu zwei Längswirbeln. Dadurch wird das Totwassergebiet stark verdrängt. Von diesem Versuchsergebnis sind folgende zwei Vorteile zu erwarten: Zum einen kann der Strömungsverlust, der durch die frühzeitige Ablösung der Zylindergrenzschicht bzw. das stark ausgedehnte Totwassergebiet verursacht wird, durch die Modifizierung dieses Gebietes verringert werden. Zum anderen kann die Rückströmung im Totwassergebiet verbunden mit geringen Strömungsgeschwindigkeit, die für einen schlechten Wärmeübergang an der Rippe unmittelbar hinter dem Zylinder verantwortlich ist, durch ein Längswirbelpaar ersetzt werden, das eine Wärmeübergangserhöhung an den Rippen verursacht.

Das vor dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar beeinflußt ebenfalls die Position des Ablösepunktes der Zylindergrenzschicht. Für einen größeren bezogenen seitlichen Abstand der Winglets (z.B. $\Delta y/D=1.2$) wird das hinter den Winglets erzeugte Längswirbelpaar wenig durch die Zylinderfrontseite gedämpft, somit kann mehr kinetische Energie vom Längswirbel in den Ablösebereich der Zylindergrenzschicht eingeführt werden. Dadurch wird eine Verschiebung des Ablösepunktes auf die Rückseite des Zylinders verursacht. Kleine Wingletabstände (z.B. $\Delta y/D=0.6$) zeigen keine derartige Wirkung.

Die Ergebnisse der Fluidkraftmessungen sind in Form von Kraftbeiwerten C_F bezogen auf die untersuchte Lamellenfläche dargestellt in Abhängigkeit von Position und Anstellwinkel der Wirbelerzeugern sowie der Reynoldszahl. Es lassen sich auf diese Weise für die interessierenden Reynoldszahl-Bereiche Wingletanordnungen ermitteln, die minimalen Widerstand aufweisen. Im Vergleich mit dem Referenzfall ohne Wingletpaare bei ansonsten gleichen geometrischen Parametern verringert das hinter dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar deutlich den Widerstand der Versuchskonfiguration. Der seitliche Abstand der Winglets bezogen auf den Rohrdurchmesser $\Delta y/D$ spielt, wie bei der Untersuchung der Strömungssichtbarmachung, eine wichtige Rolle. Die Wechselwirkung von Druckseite der Winglets und dem Unterdruckgebiet des Zylinders ist die Ursache. Es zeigte sich, daß es sinnvoll ist, das Wingletpaar möglichst kurz hinter dem Zylinder auszustanzten, um eine stärkere Wechselwirkung zu erzielen. Dagegen scheint der Einfluß des Anstellwinkels auf die Widerstandsänderung der Versuchskonfiguration vernachlässigbar klein zu sein. Das Maximum der Widerstandsverringerung liegt mit ca. 10.0% bei $Re_H=5290$ und einer Anordnung $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$ und $\beta=45^\circ$. Für das Wingletpaar vor dem Zylinder ist ein größerer seitlicher Abstand ($\Delta y/D>0.8$) eine günstige Anordnung und das Wingletpaar sollte nicht zu nahe zum Zylinder ($\Delta x/D>1.6$) ausgestanzt werden.

Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten längs der Mittelli-

nie der Rippe und quer zur Rippe hinter dem Zylinder zeigten, daß der Wärmeübergang an der Rippe im Gebiet direkt hinter dem Zylinder durch die Ausstanzung des Wingletpaares deutlich verbessert werden kann, unabhängig davon, ob die Wingletpaare vor oder hinter dem Zylinder ausgestanzt sind. Das hinter dem Zylinder ausgestanzte Wingletpaar weist jedoch immer einen Verlauf mit höheren α -Werten auf im Vergleich mit dem vor dem Zylinder ausgestanzten Wingletpaar. Vor dem Zylinder wird der Wärmeübergang an der Rippe bis auf ein kleines Gebiet unmittelbar hinter dem Winglet (für das Wingletpaar vor dem Zylinder) nicht beeinflusst.

Für eine globale Beurteilung wurden die Wärmeübergangskoeffizienten über die Untersuchungsfläche gemittelt. Da die Geometrie der Winglets ungeändert bleibt, ist das Verhältnis von Untersuchungsfläche zu Wingletfläche gleich immer 375. Es zeigt sich hier nochmals, daß das Wingletpaar hinter dem Zylinder eine günstigere Anordnung ist als das Wingletpaar vor dem Zylinder. Der günstigste seitliche Abstand der Winglets für das Wingletpaar ist $\Delta y/D=0.8-1.0$. Für die Wirkung der Position der Winglets in Längsrichtung $\Delta x/D$ auf die Wärmeübergangserhöhung ergibt sich folgende Schlussfolgerung: Da sich die Rückströmung unmittelbar hinter dem Zylinder befindet und diese die Ursache für den schlechten Wärmeübergang an der Rippe ist, sollte das Wingletpaar möglichst kurz hinter dem Zylinder ausgestanzt werden, um einen größeren Wirkungsbereich in Bezug auf das Totwassergebiet zu erzielen. Obwohl der Wingletanstellwinkel keinen bedeutenden Einfluß auf den Widerstand der Versuchskonfiguration hat, zeigte sich hier, daß der Anstellwinkel $\beta=45^\circ$ für die Verbesserung des Wärmeübergangs offenbar günstiger ist, unabhängig davon, das Wingletpaar vor oder hinter dem Zylinder ausgestanzt wird. Dabei ist die Intensität des Längswirbelpaares, die in der Regel von dem Anstellwinkel des Winglets abhängt, die Ursache.

Aus diesen Gründen erfolgt eine Wärmeübergangserhöhung mit ca. 22% bei einer Anordnung von $\Delta y/D=0.8$, $\Delta x/D=0.6$, $\beta=45^\circ$

und $Re_H=4900$ (siehe Abb. 4.28).

Die günstigste Anordnung für das Wingletpaar vor dem Zylinder ist: $\Delta x/D=-1.6$, $\Delta y/D>0.8$ und $\beta=45^\circ$. Bei einer Reynoldszahl $Re_H=4900$ beträgt die Wärmeübergangserhöhung ca. 12% (siehe Abb. 4.28).

Mit Hilfe eines Gütefaktors, der definiert wurde als das Verhältnis von Nusseltzahl-Überhöhung (Nu/Nu_0) an der gesamten Meßfläche zur Steigerung des Kraftbeiwerts C_F/C_{F0} , konnte bestätigt werden, daß die optimale Anordnung $\Delta x/D=0.5$, $\Delta y/D=0.8-1.0$, $\beta=45^\circ$ ist. Bei einer Reynoldszahl $Re_H=4900$ erreicht der Gütefaktor für die obige Anordnung ca. den Wert 1.33 (siehe Abb. 5.4).

Der Gütefaktor kann auch für das Wingletpaar vor dem Zylinder größer als 1 sein. Bei einer Anordnung von $\Delta y/D=1.2$, $\Delta x/D=-1.6$, $\beta=45^\circ$ und $Re_H=3000$ ist der Gütefaktor gleich ca. 1.07 (siehe Abb. 5.1).

Es konnte im Rahmen dieser Arbeit gezeigt werden, daß der Einsatz von Deltawingletpaaren in Rippen-Rohr-Wärmeaustauschern zur Erhöhung des Wärmeübergangs an der Rippe und auch zur Verringerung des Widerstands der Rippen-Rohr-Konfiguration in Strömungsrichtung eine effektive Methode darstellt. Die Anwendbarkeit der Maßnahme in der praktischen ist offensichtlich.

Der Wärmeübergang am Zylinder, der auch durch das aus der Rippe ausgestanzte Wingletpaar beeinflusst werden kann, wurde aus technischen Gründen nicht bei den Untersuchungen berücksichtigt. Die untersuchten Bereiche der Parametern müssen noch erweitert werden, unterschiedliche Geometrien wie Deltaflügel, Stumpfwinglets und Doppeldeltaflügel müssen betrachtet werden, negative Anstellwinkel sind vorzusehen. Da die Rohre in industriell verwendeten Rippen-Rohr-Wärmeaustauschern in der Regel dicht angeordnet sind, steht ein hinter einem Rohr ausgestanztes Wingletpaar vor dem nächsten

Rohr. Außerdem können auch mehrere Wingletpaare in der Umgebung eines Rohres an der Rippe ausgestanzt werden. Untersuchungen, die die Strömungsform, die Instationarität der Strömung, den Wärmeübergang auf der Rippe bzw. am Zylinder und der Widerstand größerer und kompletterer Untersuchungsgeometrien berücksichtigen, stehen noch aus. Weitere Untersuchungen in diesem Gebiet sind notwendig.

Literatur:

- /1/ Gersten, K.; "Einführung in die Strömungsmechanik", 3. Aufl. 1984, Vieweg und Sohn Verlagsgesellschaft Braunschweig,
- /2/ Ludwig, H.; "Zur Erklärung der Instabilität der über angestellten Deltaflügeln auftretenden freien Wirbelkerne" Z. Flugwiss., 10. 1962, Heft 6,
- /3/ Smith, J.H.B.; "Improved Calculations of Leading Edge Separation from Slender Delta Wings", RAE Tech. Rep. No.66070, 1966,
- /4/ Gersten, K.; "Nichtlineare Tragflächentheorie insbesondere für Tragflügel mit kleinen Seitenverhältnis", Ing.-Arch. 31,1961, S.431-453,
- /5/ Hummel, D.; "On the vortex formation over a slender wing at large angles of incidence", AGARD-CP-247. 1979,
- /6/ Hummel, D.; "Zur Umströmung scharfkantiger, schlanker Deltaflügel bei großen Anstellwinkeln", Z. Flugwiss. 15, 1967, Heft 10;
- /7/ Kallweit, P.; "Längswirbelerzeuger für den Einsatz im Lammenwärmetauscher", Dissertation, RUB. 1986,
- /8/ Brockmeier, U.; "Numerisches Verfahren zur Berechnung Dreidimensionaler Strömungs- und Temperaturfelder in Kanälen mit Längswirbelerzeugern und Untersuchung von Wärmeübergang und Strömungsverlust", Dissertation, RUB. 1987,
- /9/ Hummel, D.; "Untersuchungen über das Aufplatzen der Wirbel an schlanken Deltaflügeln," Z. Flugwiss., 13, 1965, Heft 5,

- /10/ Leibovich, S.; "Vortex stability and breakdown, survey and extension", AIAA Journal, 22.2, 1984, P. 1192,
- /11/ Faler, J.H.; Leibovich, S.; "Disrupted states of vortex flow and vortex breakdown", The Physics of Fluids, Vol.20, No.9, 1977,
- /12/ Leibovich, S.; "Wave propagation, instability and breakdown of vortices", Hornung, G./Müller, E-A.; Vortex Motion; Vieweg und Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, p.50,
- /13/ Milliat, J.P.; "Experimental study of finned cans of the herring-bone-type", paper 8, Symp. on the use of secondary surfaces for heat transfer with clean gases, Nov. 1960, Institute of Mechanical engineers, birdcage walk, London,
- /14/ Edwards, F.J.; Alker, C.J.R.; "The Improvement of forced surface at transfer using surface protrusions in the form of cubes and vortex generators", 5 th IHTC, Tokyo, 1974, Vol. 2. pp.244-248,
- /15/ Ichimiga, K.; "Effects of a single artificial roughness element on the heat transfer from a smooth heated wall in a parallel plates duct", Heat Transfer Japanese Reserach, Vol.8, 1979.
- /16/ Russell, C.M.B.; Jones, T.V.; Lee, G.H.; "Heat transfer enhancement using vortex generators", 7 th IHTC, München, Vol.3, p.283-288, 1979,
- /17/ Lee, G.H.; "Wing tunnel test on vortex generators for cooling fins", CE Lummus Report, HR 112, 1976,
- /18/ Lee, G.H.; "Effects of embossed vortex generators on heat transfer from rectangular aluminium fins", CE Lummus Report, HR 118, 1976,

- /19/ Lee, G.H.; "Heat transfer and pressure drop from rectangular fintube matrix", CE Lummus Report, HR 146, 1978,
- /20/ Lee, G.H.; "Effekts of vortex generators on heat transfer from rectangular plate-fins", CE Lummus Report, HR 15y, 1978,
- /21/ Eibeck, P.A.; Eaton, J.K.; "The effects of longitudinal vortices embedded in a turbulent boundary layer on momentum and thermal transport", IHTC 1986, Vol.3, pp. 1115-1120,
- /22/ Eibeck, P.A.; Eaton, J.K.; "Heat transfer effects of a longitudinal vortex embedded in a turbulent boundary layer" J. of Heat Transfer, Vol.109, pp.16-24, 1987,
- /23/ Westphal, R.V.; Eaton, J.K.; and Panley, W.R.; "Interaction between a vortex and a turbulent boundary layer in a streamwise pressure gradient", 5th International Symposium on Turbulent Shear Flows, Cornell University, Ithaca, NY,
- /24/ Fiebig, M.; Kallweit, P. and Mitra N. K.; "Wing type vortex generators for heat transfer enhancement", IHTC 1986, Vol. 6, pp. 2909-2913,
- /25/ Zukauskas, A.; "Heat transfer from tubes in crossflow" Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp. 93, 1972,
- /26/ Zukauskas, A.; Zingzda, J.; "Heat transfer of a cylinder in crossflow", in press, Hemisphere Publishing Corporation, 1985,
- /27/ Bloor, M.S.; "The transition to turbulent in the wake of a circular cylinder", J. Fluid Mech. Vol. 19, 1964, pp. 290,

- /28/ Smith, C.R. and Metzler, S.P.; "The characteristics of low-speed streaks in the near wall region of a turbulent boundary layer", J. Fluid Mech. Vol. 129, 1983, pp. 27-54,
- /29/ Wei, T. and Smith, C.R.; "Secondary vortices in the wake of circular cylinders", J. Fluid Mech. Vol. 169, 1986, pp. 513-533,
- /30/ Unal, M.F.; Rockwell, D.; "On vortex formation from a cylinder, Part.1", J. Fluid Mech. Vol. 190, pp. 491-512, 1988,
- /31/ Unal, M.F.; Rockwell, D.; "On vortex formation from a cylinder, Part.2" J. Fluid Mech. Vol. 190, pp. 513-533, 1988,
- /32/ Grove, A.S.; Shair, F.H.; Peterson, E.E.; Acrivos, A.; "An experimental investigation of the steady separated flow past a circular cylinder", J. Fluid Mech. Vol. 19, 1964, pp. 60-80,
- /33/ Rockwell, D.; "Oscillations of impinging shear layers", AIAA J. 21, 1983, pp. 645-664,
- /34/ Saffman, P.G. and Schatzman, J.C.; "An inviscid model for the vortex street wake". J. Fluid Mech. Vol. 122, 1982, pp. 467-486,
- /35/ Gregorig, R. und Andritzky, H.K.M.; "Ein Schwingungskriterium eines quer angeströmten Rohres", Chem. Ingenieur Tech. Vol. 39, 1967, pp. 894,
- /36/ Johnsen, T.R. and Loubert, P.N.; "The influence of vortex generators on the drag und heat transfer from a circular cylinder normal to an airstream," Journal of Heat Transfer, Vol. 91, 1969, pp. 91,

- /37/ Goldstein, R.J.: "The effect of a wall boundary layer on lokal mass transfer from a cylinder in crossflow," J. of Heat Transfer, Vol. 106, 1984, pp. 260,
- /38/ Goldstein, R.J.; Chyu, M.K. and Hain, R.C.; "Measurement of local mass transfer on a surface in the region of the base of a protruding cylinder with a computer-controlled data acquisition system", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28.1, 1985, pp. 977,
- /39/ Ireland, P.T. and Jones, T.V., "Detailed measurements of heat transfer on and around a pedestal in fully developed passage flow", IHTC, 1986,
- /40/ Baker, C.J.; "The laminar horseshoe vortex", J. Fluid Mech. Vol.95, 1979, pp.347-367,
- /41/ Schwind, R.; "The three-dimensional boundary layer near a strut" Gas Turbine Lab. Rep. 1962,
- /42/ Kiehlm, P.; "Numerische Untersuchung der laminaren Strömungsfelder und des Wärmeübergangs in einem Kanal mit quereingebautem Kreiszyylinder", Dissertation RUB, 1986,
- /43/ Ireland, P.T. and Jones, T.V.; "Measurements of lokal heat transfer coefficients in blade cooling geometries", AGARD CP-390, 1985, pp.28,
- /44/ Papenfuß, H-D.; persönliche Mitteilung, Lehrstuhl für angewandte Strömungsmechanik RUB,
- /45/ Günterman, T.; persönliche Mitteilung, Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung RUB,
- /46/ Blasius, H.; "Grenzschichten in Flüssigkeiten mit hoher Reibung", Z. Math. Phys. 56, S.1-37, 1908,

- /47/ Kays, W.M. and London, A.L.; "Compact Heat Exchangers", McGRAW-Hill Book Company, Second Edition, 1964,
- /48/ Kern, J.; "Zur Bewertung von Kompakt-Wärmeaustauschern", Wärme- und Stoffübertragung, Vol.13, 1980, pp.205,
- /49/ Franke, U.; "Exergetische Optimierung von Oberflächenwärmeaustauschern", Brennstoff- Wärme-Kraft, vol.27, 1975, pp.297,
- /50/ Bejan, A.; "Second-Law aspects of heat transfer engineering", Multi-Phase Flow and Heat Transfer III Part A: Fundamentals, edited by Veziroglu, T.N. and Bergles, A.E.; Elsevier Science Publishers B.V. Amsterdam, 1984, pp. 1-22,
- /51/ Bejan, A.; "Second-Law analysis in heat transfer and thermal design", Advances in Heat Transfer, Vol. 15, pp. 1-58,

ANHANG

ANHANG. 1 Geschwindigkeitsverteilung auf der Eintrittsebene in Meßstrecke

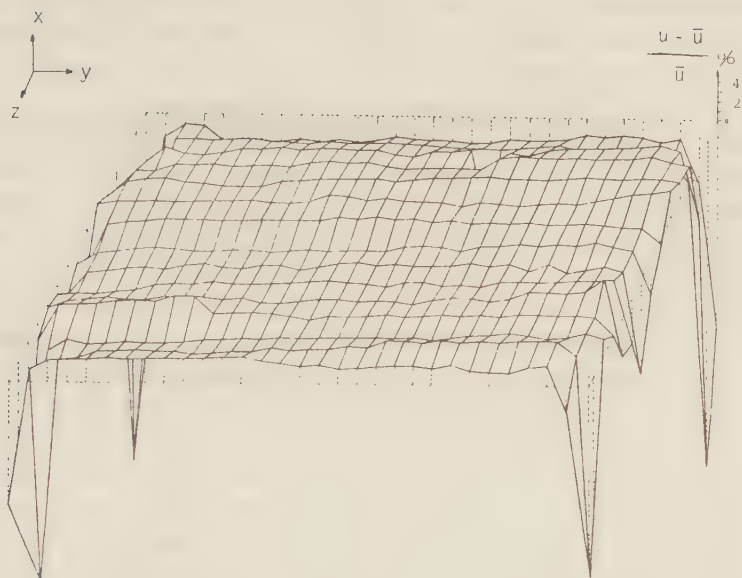


Abb.A.1 Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt 320X160 mm² von der Eintrittsebene in der Meßstrecke;
x: Strömungsrichtung, y: Querrichtung der Meßstrecke, maximal 320 mm; z: senkrecht zu x und y, maximal 160 mm, Geschwindigkeitsmittelwert: 2.92m/s
Lufttemperatur in der Meßstrecke: 24.5 °C.

ANHANG. 2 Temperaturverteilung auf der Eintrittsebene in der Meßstrecke

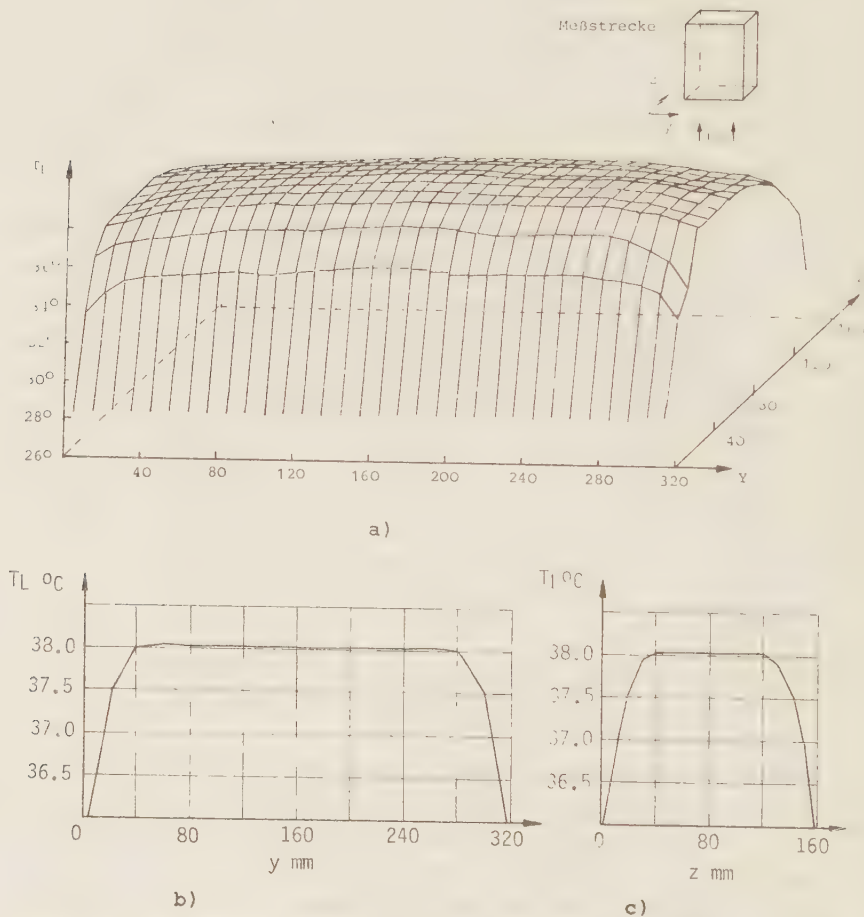


Abb.A.2 a) Temperaturprofil im Querschnitt $320 \times 160 \text{ mm}^2$ von der Eintrittsebene in der Meßstrecke; mittlere Temperatur im Kernbereich der Meßstrecke ($100 \times 200 \text{ mm}^2$): 38.1°C ,
 b) Temperaturverteilung in y -Richtung bei $z=80 \text{ mm}$,
 c) Temperaturverteilung in z -Richtung bei $y=160 \text{ mm}$,
 mittlere Geschwindigkeit im Kernbereich der Meßstrecke: 1.45 m/s .

ANHANG. 3 Technik der Sichtbarmachung der Strömungsstruktur

Die Struktur der Rohrumströmung und der gegenseitige Einfluß von Rohr und Wirbelerzeugern wurde durch die Strömungssichtbarmachung untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein Öldirektverdampfungs- und Laserlicht-Schnitt-Verfahren verwendet.

Um einen Zylinder wurden zwei Lagen eines saugfähigen Materials (Fotokarton) geklebt. Da zwischen den beiden Lagen Karton am Zylinder ein dünner Konstantan-Draht verlegt wurde, war es möglich, mittels regelbaren Netzteils, die Oberfläche des Zylinders zu beheizen. Die Oberfläche des Zylinders wurde mit Rauchöl getränkt. Bei der Beheizung verdampfte das Rauchöl von der Zylinderoberfläche und die sichtbare Partikel wurden im Strömungsfeld erzeugt.

Die Rauchströmung wurde mit der Strahl eines Helium-Neon-Lasers, der mit einer Zylinder-Linse in eine Lichtebene aufgeweitete wurde, geschnitten, somit die Strömungsstruktur bzw. der Querschnitt des Wirbels sichtbar ist. Die Beobachtungs- und Fotografierichtung erfolgt immer senkrecht zur Laserlichtfläche. Die Empfindigkeit des verwendeten Films ist 1600 und 3200 ASA und die Beleuchtungszeit ist $1/15$ bis $1/30$ s bei Blende von 1.4. Bei den Fotografien wurde die diffuse Raumbelichtung ausgeschaltet, um Spiegelungen an den transparenten Wänden der Meßstrecke zu vermeiden. Abb. A. 3 zeigt den schematischen Aufbau der Untersuchung.

Das Verfahren weist erhebliche Vorteile auf. Zunächst fehlt die störende Sonde zur Raucheinleitung. Die Strömungsgeschwindigkeit wird nicht durch das Einblasen des Rauches beeinflusst. Außerdem wird der Rauch immer in den gewünschten Bereich geführt. Es existiert kein Rauch in der Außenströmung, der den Blick auf den Strömungsstruktur behindert. Diese Maßnahme ermöglicht, den Querschnitt der Wirbelströmung beobachten zu können. Die an der Zylinderoberfläche aufgesaugte Ölmenge ist ausreichend, um eine Sichtbarmachung

über ca. 120 sec zu gewährleisten.

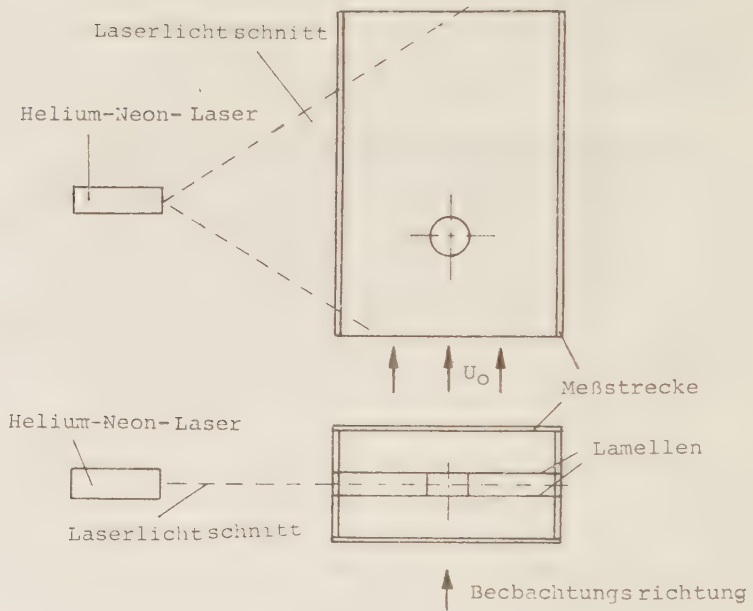


Abb. A. 3 Schematische Darstellung der Sichtbarmachung.

ANHANG. 4.1 Technik der Messung des örtlichen Wärmeübergangs

Die Wärmeübergangsverteilung auf der Rippe ist der Schwerpunkt der Untersuchung. Zu diesem Zweck ist es erforderlich, eine Meßmethode zu verwenden, mit der der örtliche Wert der Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden kann. Das hier verwendete Verfahren ist die instationäre Flüssigkristallthermografie, die in /7/ verwendet wurde.

Eine wichtige Eigenschaft der Flüssigkristalle ist, daß sich eine Temperaturänderung der Flüssigkristalle in einer Änderung der Reflektionsverhaltens gegenüber einfallendem Licht äußert. Das bedeutet eine temperaturabhängige Farbänderung der Kristallschicht. Dieser Vorgang ist vollständig reversibel und die Reaktionszeit der Farbanzeige liegt im Bereich von Millisekunden.

Zur Durchführung der Wärmeübergangsmessungen wird zunächst die Meßstrecke mit der flüssigkristallbeschichteten Versuchslamelle sowie den Kulissenlamellen bestückt (siehe Abb. A.4). Vor Versuchsbeginn müssen die gemessene Lamellen eine konstante Temperatur bzw. Raumtemperatur besitzen. Zu diesem Zweck muß die Versuchskonfiguration zusammen mit der Meßstrecke im Versuchsraum mindestens 60 min erhalten. Die Raumtemperatur wird mit Hilfe von Mantelthermoelementen ermittelt.

In ca. 3m Abstand vom Versuchsstand ist eine fernbedienbare, motorgetriebene Fotokamera auf einem Stativ angeordnet (siehe Abb. A.4). Mit Hilfe eines Teleobjektives von 100 mm Brennweite wird die Versuchslamelle während des Versuchs fotografiert. Dabei kommt ein spezielles, schmalbandiges, optisches Interferenzfilter zum Einsatz. Das Filter hat eine Durchlaßwellenlänge von 518nm, bei einem Maximaldurchlaß von 30% mit einer Halbwertsbreite von 5nm. Dadurch wird aus der Farbverteilung der Flüssigkristalle die Farbe grün, die bei den verwendeten Flüssigkristallen einer Temperatur von

30.7°C entspricht, fotografisch isoliert. Diese Drün-Isotherme tritt auf dem zur Versuchsauswertung verwendeten s/w Film (FP4, 125 ASA) als Äquidensite mit höherem Grauwert auf.

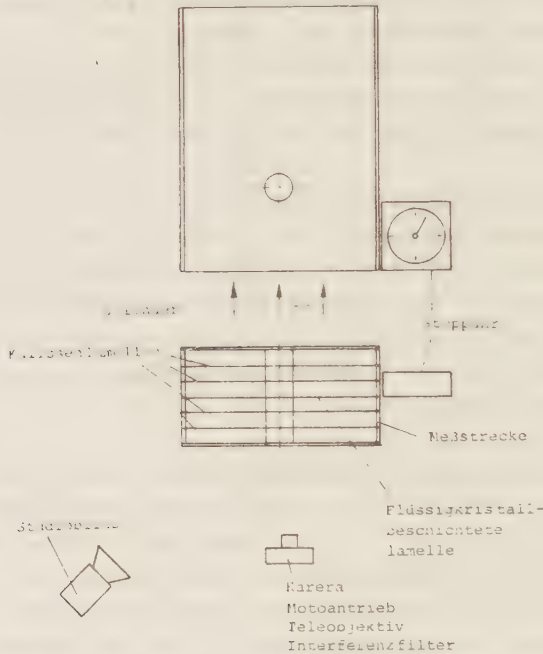


Abb. A.4 Schematische Versuchsaufbau für die instationäre Flüssigkristallthermografie.

Zur Ermittlung der seit Versuchsbeginn verstrichenen Zeit wird eine Stoppuhr eingesetzt, die im Erfassungswinkeler Fotokamera angeordnet ist.

Beim Versuch ist jegliches diffuses Licht, also auch die Raumbelichtung sowie etwaiges Taglicht abzuschirmen., da dies zu störenden Lichtreflexen an den transparenten Wänden der Meßstrecke und an der transparenten Kulissenlamelle führt. Zur Beleuchtung dient ein Studioblitz, der unter einem Winkel von ca. 45° zur Kameraachse angeordnet wird.

Am Versuchsstand werden die gewünschte Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur im Windkanal (z.B. 38°C) eingestellt und 60 min stabilisiert. Innerhalb dieser Zeit wird eine Ersetzmeßstrecke in den Windkanal eingesetzt. Zu Versuchsbeginn wird die gemessene Meßstrecke zusammen mit der Meßlamelle von Hand in die Luftströmung verschoben (siehe Abb. A.4). Nach ca. 15 sek ist die Vorderkante der Lamelle so weit erwärmt, daß die Farbanzeige einsetzt. Von da an werden regelmäßig, in Abständen von ca. 5 sek, Fotos von der Entwicklung der Farbverteilung gemacht. Nachdem die gesamte Lamellenfläche blau verfärbt und damit wärmer als 30.7°C ist, ist der Versuch beendet. Im Verlauf des Versuches werden ca. 12 Fotoaufnahmen gemacht. Der Verlauf der Isotherme an einer Lamelle in Zylindernähe ist exemplarisch in Abb. A.5 dargestellt.

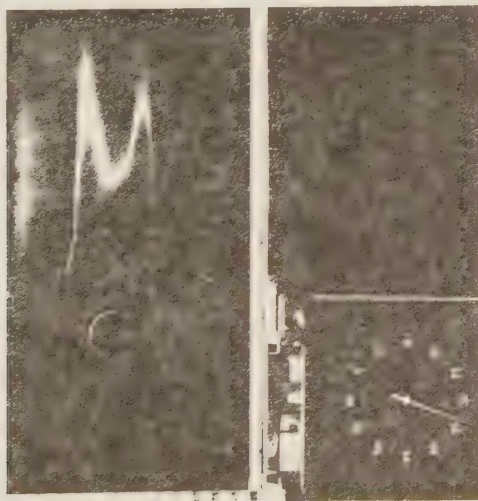


Abb. A.5 Verlauf der Grün-Isotherme an einer Lamelle in Zylindernähe zu verschiedenen Versuchszeiten.

Zur Berechnung der örtlich und des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten werden die Lage aller Isotherme eines Versuchs

im Berechnungsbereich von Hand auf einer transparente Folie gezeichnet, die dann mittels eines Digikon-System zweidimensional (x- und y-komponente) digitiert werden. Die Daten aller Isotherme eines Versuchs mit der zugehörigen Zeit wird dann in eine Prime-2250-Rechnenanlage eingegeben. Durch Interpolation wird dort die Verteilung des Wärmeübergangs über den Berechnungsbereich ermittelt.

Anhang 4.2 Theorie des Meßverfahrenes

Um die Theorie des Meßverfahrens analysieren zu können, wird hier ein Element der Versuchslamelle betrachtet (siehe Abb. A.6).

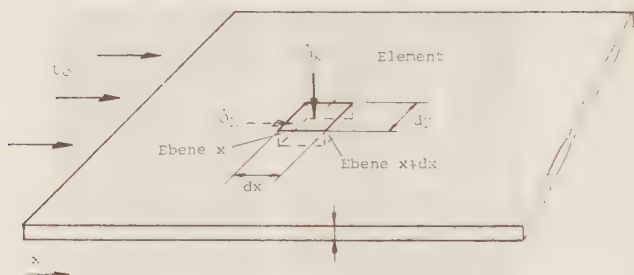


Abb. A.6 Element in einer ebenen Platte.

Warmluft mit Geschwindigkeit U_0 und Temperatur T_L strömt über eine ebene Platte mit Anfangstemperatur T_0 . Wenn T_L größer als T_0 ist, wird die Platte instationär beheizt. Q_k kennzeichnet die durch Konvektion dem Element zugeführte Wärme (siehe Abb. A. 6).

$$Q_k = 2\alpha \cdot dA(T_L - T_w) = 2\alpha \cdot dx \cdot dy(T_L - T_w) \quad (A.1)$$

Hierbei ist T_w die Wandtemperatur der Platte. Für einen

instationären Aufheizvorgang ist T_w Funktion der Zeit t .

Infolge der nichtlinearen α -Verteilung und der Veränderung der Lufttemperatur entlang der Platte für eine Einlaufströmung ergibt sich eine ebenfalls nichtlineare Temperaturentwicklung in der Platte. Die Temperaturgradienten in der Wand verursachen einen Wärmestrom Q_L aufgrund von Leitung längs der Platte (siehe Abb. A.6). Nichtlinear heißt, daß der T-Gradient (dT/dx) auf der Ebene x nicht gleich dem auf der Ebene $x+dx$ ist (siehe Abb. A.6). Das bedeutet, daß die durch die Wärmeleitung über die Ebene x dem Element zugeführte Wärme nicht gleich ist der über die Ebene $x+dx$ ausfließende Wärme, oder anders ausgedrückt, ein Anteil des Wärmestroms aufgrund von Leitung entlang der Platte bleibt in dem Element und trägt somit zu dessen Temperaturänderung bei. Je größer die Differenz der T-Gradient der Eintritts- und Austrittsebene des Elements ist, desto mehr Wärme Q_L wird durch die Wärmeleitung dem Element zugeführt. Das Element wird dadurch aufgeheizt.

$$Q_L = \lambda \delta dy \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_x - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x+dx} \right) \quad (A. 2)$$

λ ist die Wärmeleitfähigkeit des Lamellenmaterials und δ die Dicke der Lamelle ($=0.7$ mm, dy : siehe Abb. A.6). $(\partial T/\partial x)_x$ ist der Temperaturgradient der Lamelle auf der Ebene x und $(\partial T/\partial x)_{x+dx}$ auf der Ebene $(x+dx)$.

Hier wird angenommen, daß die Temperatur über die Dicke der Lamelle konstant ist. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn die Biot-Zahl sehr klein gegen 1 ist ($Bi = \alpha \delta/\lambda$). Dies ist hier der Fall, da die Biot-Zahl maximal 0.09 beträgt, bei einer Lamellendicke von 0.7 mm. (bestimmt aus gemessenen α -Werten.)

Die Änderung der inneren Energie des Lamellenelementes ist daher:

$$\partial u / \partial t = Q_k + Q_L$$

$$= 2\alpha \, dx \, dy \, (T_L - T) + \lambda \, \delta \, dy \, ((\partial T / \partial x)_x - (\partial T / \partial x)_{x+dx}) \quad (A.3)$$

konvektiver Anteil + Längsleitungsanteil

Wenn der Längsleitungsanteil in Gl. A.3 sehr klein ist gegenüber dem konvektiven Anteil, kann der Einfluß der Längsleitung vernachlässigt werden. Um die Frage beantworten zu können, ist folgende Umrechnung notwendig. Wenn man T und $(\partial T / \partial x)$ in der Gl. A.3 mittels Gl. A.4 - Gl. A.6 in eine dimensionslose Form überführt, ergibt sich Gl. A.7. Die als Bezugsgröße verwendete Länge M ist dabei der Abstand zwischen zwei Punkten an der Rippenfläche, für die bei der Auswertung örtliche Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden.

$$\theta = \frac{T - T_L}{T_O - T_L} \quad (A.4)$$

$$\epsilon = \frac{x}{M} \quad (A.5)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \epsilon} = \frac{\partial T}{\partial x} \left(\frac{M}{T_O - T_L} \right) \quad (A.6)$$

$$\partial u / \partial t = -2\alpha \, dx \, dy \, \theta + \lambda \, \delta \, dy \, 1/M \, ((\partial \theta / \partial \epsilon)_x - (\partial \theta / \partial \epsilon)_{x+dx}) \quad (A.7)$$

konvektiver Anteil + Längsleitungsanteil

Näherungsweise wurde dabei angenommen /7/, daß $\partial^2 \theta / \partial \epsilon^2$ proportional ist dem dimensionslosen Gradienten des Wärmeübergangskoeffizienten $(\partial^2 \alpha / \partial \epsilon^2)^*$.

$$(\partial^2 \theta / \partial \epsilon^2) \sim (\partial^2 \alpha / \partial \epsilon^2)^*$$

Eine Abschätzung des Einflusses der Längsleitung konnte erst an Hand der Versuchsergebnisse mit den berechneten α -Werte erfolgen. Für die untersuchten Geometrien und den Re-Bereich war der Anteil des Längsleitungsterms stets maximal 1.5% des Konvektionsterms. Daher konnte die Längsleitung vernachlässigt werden.

Für einen instationären Aufheizvorgang kann die Änderung der inneren Energie des Elementes $\partial u / \partial t$ durch die zeitliche Temperaturänderung dT/dt dargestellt werden.

$$\partial u / \partial t = \rho c dv (dT/dt) = \rho c dx dy \delta (dT/dt) \quad (\text{A.8})$$

(dv: Volumen des Elementes, $dv = dx dy \delta$, siehe Abb. A.6)

Aus Gl.A.3 und Gl.A.8 erhält man:

$$\rho c dx dy \delta (dT/dt) = 2\alpha dx dy (T_L - T)$$

$$\text{oder: } \frac{dT}{T_L - T} = \frac{2\alpha}{\rho \delta c} dt \quad (\text{A.9})$$

Durch Integration der Gleichung zwischen Versuchsbeginn mit bekannter Lamellenanfangstemperatur T_0 und aktueller Versuchszeit t mit der momentan örtlich vorliegenden Lamellentemperatur T (bei den Messungen ist T die Anzeigetemperatur der Flüssigkristalle), ergibt sich der lokale Wärmeübergangskoeffizient α zu:

$$\int_{T=T_0}^{T=T_z} \frac{dT}{(T_L - T)} = \int_{t=0}^t \frac{2\alpha}{\rho \delta c} dt \quad (\text{A.10})$$

Integration:

$$\alpha = \frac{\rho \delta c}{2 t} \ln \left(\frac{T_L - T_O}{T_L - T_Z} \right) \quad (\text{A.11})$$

Weil hier ρ , δ , c , T_Z und T_O konstant und bekannt sind, und T_L wird hier Nahrungsweise eine Konstante angenommen, (Die Messungsergebnisse zeigen, daß sich T_L im Nachlauf der Meßstrecke unter 1°C ändert.) erhält man:

$\alpha = \text{konstant } 1/t$

Das heißt, wenn α an einem beliebigen Punkt bestimmt werden soll, braucht nur die Zeit t , in der der Punkt die Anzeigetemperatur der Flüssigkristalle erreicht, gemessen zu werden. Das ist der Grund, auf dem das Meßverfahren gebildet wird.

Um die Schwankung des Meßwerte abschätzen zu können, wurde eine Messung unter gleicher Bedingungen zweimal gemacht. Gleiche Bedingungen bedeuten dieselbe Versuchungskonfiguration bei gleicher Re-Zahl. Die Ergebnisse zeigten, daß der relative Unterschied der beiden ermittelten mittleren α -Werten unter 2% ist.

Anhang. 4.3 Fehlerbetrachtung

Folgende Abweichungen treten bei den Bestimmungen der Meßwerte auf:

1) die Rippendicke:

Die Messung der Rippendicke (0.7 mm) kann insgesamt um 0.01 mm schwanken, was einen Fehler bei der Bestimmung von α um maximal 1.3% bringt, da α direkt proportional zu Rippendicke δ ist (siehe Gl. A.11).

2) die Temperatur:

Die Temperatur in der Anströmung hat eine maximale Abweichung vom Mittelwert in Kernbereich der Meßstrecke von 0.1 K. Das Verhältnis von Maximal- zu Minimalwert des logarithmischen Therms in Gl. A.11, der die Temperatur enthält, ergibt einen maximalen Fehler von 1.0% bei der Ermittlung von α .

3) die Geschwindigkeit:

Die Variation der Strömungsgeschwindigkeit im Kernbereich des Kanals bezogen auf den Mittelwert der Geschwindigkeit ca. 2% betragen. Zur Vereinfachung soll angenommen werden, daß der Wärmeübergangskoeffizient durch die Geschwindigkeitsabweichung genauso beeinflusst wird, wie die Wärmeübertragung an einer ebenen Platte. Das heißt, daß α eine Funktion von $Re^{1/2}$ bzw. $U^{1/2}$ ist. Auf Grund der Geschwindigkeitsabweichung ergibt sich der maximale Fehler von α bis zu 2.0%.

4) Isothermendigitierung:

Bei den Auswertungen der gemessenen Werte wurden zunächst die Lage aller Grün-Isothermen einer Messung von Hand auf einer transparenten Folie aufgenommen und dann mit einem Digikon-System zweidimensional digitiert. Der Fehler beim Übertragen der Grün-Isothermen von Hand ist nicht quantifizierbar. Er kann hier vernachlässigt werden, da im Bereich steiler Temperaturgradienten, wo hohe Genauigkeit erforderlich ist, die Grün-Isotherme als schmale, scharf abgegrenzte Linie erscheint. Dies wird durch das verwendete schmalbandige Flüssigkristallmaterial erleichtert. Daß die Isochromate im Bereich schwacher Temperaturgradienten bereiter wird, stört wenig, da dort auch der Wärmeübergangsgradient niedrig ist.

Wenn sämtliche beschriebene Fehlerkomponenten maximal werden, dann ergibt sich für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α nach Gl. A.12 ein Gesamtfehler von ca. 2.15%.

$$F_{\text{ges.}} = 1/2(1.3\% + 1.0\% + 2.0\%) = 2.15\%$$

(A. 12)

LEBENS LAUF

Name	Dong, Youchang
Geschlecht	männlich
Geburtstag und -ort	22.01.1949, Wuhan, VR China
Staatsangehörigkeit	VR China
Familienstand	verheiratet, 1 Kind
Schulbildung	6 Jahre (1957-1962) Grundschule 6 Jahre (1962-1968) Mittelschule
Studium	3.5 Jahre (1973-1977) Hochschule Fakultät für Chemieingenieurwesen am Süden-China Universität für Technology, Kanton, China 0.5 Jahre (1980-1981) Fortbildung als Assistent am Institut für Chemie- ingenieurwesen, Süden-China Universität für Technology (1985-heute) Doktorand am Institut für Thermo- und Fluidodynamik Ruhr-Universität Bochum Lehrstuhl für Wärme- und Stoffüber- tragung (Prof. Dr.-Ing. M. Fiebig)
Berufstätigkeit	(1978-1985) als Assistent im Institut für Textilingenieur Wuhan China

